

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Návrh armatur dávkovače pro dopravu vody
pro centrální klimatizaci dolů**

**Design of Dosing Equipment Fittings for the Transport of
Water for Mine Central Air Conditioning**

Student:

Bc. Tomáš Vaníček

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Vaníček**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma: **Návrh armatur dávkovače pro dopravu vody pro centrální klimatizaci dolů**
Design of Dosing Equipment Fittings for the Transport of Water for Mine Central Air Conditioning

Zásady pro vypracování:

1. Návrh systému centrální klimatizace dolu - CKD s dávkovačem pro výkon 15 MW a hloubku dolu 1000m
2. Výpočet hlavních parametrů dávkovače, potrubí a oběhového čerpadla
3. Návrh časového diagramu
4. Návrh hydraulického obvodu pro řízení armatur dávkovače podle navrženého časového diagramu
5. Výpočet statické charakteristiky dávkovače
6. Konstrukční řešení hlavních i pomocných armatur

Seznam doporučené odborné literatury:

Kolář,V., Vinopal.,S : Hydraulika průmyslových armatur, SNTL Praha 1963, s.650
Janalík,J.: Trubkové komorové podavače pro hydraulickou dopravu, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1990, s. 99-119
Janalík,J.: Doprava vody pro centrální klimatizaci dolů, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1991, s.137-159
Brdník,J.: Základy důlní klimatizace, SNTL Praha 1985
Bláha,J.,Brada,K.: Hydraulické stroje, SNTL Praha 1992, s.752
Janalík,J., Štáva,P.: Mechanika tekutin, Skripta VŠB TU Ostrava 2001, s. 126
Janalík,J.: Potrubní hydraulická a pneumatická doprava, Skripta VŠB TU Ostrava 1999, s. 198
Janalík,J.: Čerpací systémy s dávkovačem, Skripta VŠB TU Ostrava 2011, s. 96 ,(v tisku)
Incropera,F.P., Dewitt,D.P., Bergman,T.L., Lavine,A.S.: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley a Sons, 2006, s.995, ISBN-10-0471-45728-0
Šesták,J., Eiegel,F.: Přenos hybnosti, tepla a hmoty, Skripta ČVUT Praha, 1993, s. 299, ISBN 80-01-00957-2
Cihelka, J.: Vytápění, větrání a klimatizace, SNTL Praha 1985.
Prokop,P.: Větrání, degazace a klimatizace dolů II, skripta VŠB TU Ostrava 2007, s. 148, ISBN 8024814536, 9788024814537
www.hydrosys.cz

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji závěrečnou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo;
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo závěrečnou práci nevýdělečně užít ke své vnitřní potřebě (§35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), v znění pozdějších předpisů. Bez ohledu na výsledek její obhajoby;

V Ostravě

.....

Tomáš Vaníček

Nemocniční 1186

783 91, Uničov

Tímto bych chtěl poděkovat prof. Ing. Jaroslavovi Janalíkovi, CSc. za laskavou pomoc
a cenné připomínky, podněty a rady při tvorbě této diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VANÍČEK, T. *Návrh armatur dávkovače pro dopravu vody pro centrální klimatizaci dolů: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2012, 64 s. Vedoucí práce: Janalík, J.

Náplní diplomové práce je návrh armatur dávkovače pro dopravu vody pro centrální klimatizaci dolů. Tato závěrečná práce obsahuje část teoretickou a návrhovou. V teoretické části této práce jsou uvedeny možnosti centrální klimatizace dolů, dále pak volba chladicího systému a chladicího zařízení. Porovnány byly také varianty z hledisek účinností a teplotního rozdílu. V návrhové části byl navržen a výpočty doložen dopravní systém vody pro trubkový komorový dávkovač. Navrženy byly hlavní parametry dávkovače, oběhové čerpadlo, potrubí pro dopravu vody. Podle navrženého časového diagramu byl sestaven hydraulický obvod pro řízení armatur dávkovače. V posledním bodu byly zkonstruovány hlavní i pomocné armatury komorového dávkovače.

ANNOTATION OF THESIS

VANÍČEK, T. *Design of Dosing Equipment Fittings for the Transport of Water for Mine Central Air Conditioning: Master thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2012, 64 p. Thesis head: Janalík, J.

The content of this thesis is a design of batcher's fittings for transport of water for a central air-conditioning of mine. This final work includes a theory and a design. In the theoretical part of this work is said the possibility of solution of central air-conditioning of mine, furthermore, the selection of cooling system and cooling equipment. There were also compared some variants from the point of view of the efficiency and temperature difference. In the design part there was designed and supported with calculations a transport system of water for a pipe chamber batcher. There were designed the main parameters of batcher, circulator pump and pipes for transport of water too. According to a designed time schedule, a hydraulic circuit was built for a control of fitting batcher. In the last section there were designed the main and auxiliary fittings of chamber batcher.

Obsah

Seznam použitého značení.....	1
Konstanty použité ve výpočtech	5
Legenda ke schémátům	6
Úvod	7
1. Návrh systému centrální klimatizace dolu - CKD s dávkovačem pro výkon 15 MW a hloubku dolu 1000 m.....	8
1.1 Možnosti chlazení v důlních oblastech	8
1.2 Chladicí zařízení pro doly	9
1.3 Chladiče větrů v dolech	13
1.4 Volba chladicího systému a chladicího zařízení	15
1.5 Porovnání variant z hlediska účinnosti a teplotního rozdílu.....	20
1.6 Návrh systému centrální klimatizace dolu	22
2. Výpočet hlavních parametrů dávkovače, potrubí a oběhového čerpadla	26
2.1 Trubkové komorové dávkovače.....	26
2.2 Hlavní parametry dávkovače	26
2.2.1 Výpočet tloušťky stěny komorového dávkovače	27
2.2.2 Výpočet délky jedné komory dávkovače	29
2.3 Charakteristika potrubí pro primární okruh	31
2.4 Výpočet místních ztrát v potrubním systému	33
2.5 Návrh oběhového čerpadla	34
2.6 Charakteristiky čerpadla Etanorm RG 200-500.....	36

2.7	Řízení komor u tříkomorového dávkovače při změnách otáček čerpadla	39
3.	Návrh časového diagramu.....	44
4.	Návrh hydraulického obvodu pro řízení armatur dávkovače podle navrženého časového diagramu	46
5.	Výpočet statické charakteristiky dávkovače	48
6.	Konstrukční řešení hlavních i pomocných armatur	55
7.	Závěr	56
	Seznam použité literatury	57
	Seznam příloh	59

Seznam použitého značení

Značka	Název	Jednotka
L_k	délka komory dávkovače	[m]
L_v	měrné skupenské teplo varu	[J. m ⁻³]
M	molární hmotnost	[g.mol ⁻¹]
NPSH	net positive suction head	[m]
Nu	Nusseltovo číslo	[1]
P	mechanický příkon	[W]
Pr	Prandtlovo číslo	[1]
P_h	hydraulický výkon	[W]
P_m	mechanický výkon	[W]
P_t	výkon chladicího zařízení na povrchu	[W]
P_z	ztrátový výkon	[W]
Q	měrné teplo	[J.m ⁻³]
Q_m	hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
Q_v	objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
R	plynová konstanta	[J. K ⁻¹ .mol ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
$Rp_{0,2}$	smluvní mez kluzu	[Pa]
S	plocha průřezu potrubí	[m ²]
S_m	menší plocha průřezu potrubí (při náhlé změně průřezu)	[m ²]
S_n	teplosměnná plocha olejové nádrže	[m ²]
S_v	větší plocha průřezu potrubí (při náhlé změně průřezu)	[m ²]
T	termodynamická teplota	[K]

T	časový úsek	[s]
V	objem	[m ³]
$Y_{sč}$	měrná energie čerpadla	[J.kg ⁻¹]
a	teplotní vodivost	[m ² .s ⁻¹]
b	součinitel bezpečnosti	[1]
c	měrná tepelná kapacita	[J. kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_c	měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu	[J. kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_1	přídavek na nepřesnost výroby	[m]
c_2	přídavek na korozi	[m]
d_{EF}	efektivní průměr oběžného kola čerpadla	[m]
d_h	vnitřní průměr hydraulické hadice	[m]
d_k	vnitřní průměr komory dávkovače	[m]
d_v	větší vnitřní průměr potrubí (při náhlé změně průřezu)	[m]
d_1	vnitřní průměr potrubí	[m]
d_2	vnější průměr potrubí	[m]
f	třecí součinitel	[1]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h	výška, hloubka, zdvih	[m]
h_d	dopravní výška	[m]
h_s	sací výška	[m]
h_{sd}	dovolená sací výška	[m]
h_z	ztrátová výška	[m]
h_{zs}	ztrátová výška na sání čerpadla	[m]
k	absolutní drsnost stěny potrubí	[m]
k_n	součinitel prostupu tepla stěnou nádrže	[W. m ⁻² .K ⁻¹]
k_{ϕ}	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou	[W. m ⁻¹ .K ⁻¹]
l	délka potrubí	[m]

l_v	měrné skupenské teplo varu	[J. kg ⁻¹]
m	hmotnost	[kg]
n	otáčky	[min ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
p_{at}	atmosférický tlak	[Pa]
p_{max}	maximální zkušební tlak	[Pa]
p_s	měrný statický tlak	[Pa.m ⁻¹]
p_{sa}	tlak nad hladinou v nádrži	[Pa]
p_{sh}	tlak vody na vstupu do sacího hrdla čerpadla	[Pa]
p_w	tlak nasycených vodních par	[Pa]
p_{sv}^{II}	parciální tlak suchého vzduchu	[Pa]
p_{vp}^{II}	parciální tlak vodní páry	[Pa]
r_k	poloměr zaoblení kolena	[m]
<hr/>		
s	tloušťka stěny trubky	[m]
t	teplota	[°C]
t_f	teplota okolí (vodní prostor)	[°C]
t_{rb}	teplota rosného bodu	[°C]
t_s	teplota na výstupu z chladicího zařízení	[°C]
t_u	ustálená teplota hydraulické kapaliny	[°C]
t_v	teplota na vstupu do chladicího zařízení	[°C]
t_0	počáteční teplota	[°C]
v	rychlost proudění	[m.s ⁻¹]
ϕ	absolutní vlhkost	[kg.m ⁻³]
ϕ^{II}	maximální nasycení	[kg.m ⁻³]
α	součinitel přestupu tepla na stěně trubky	[W. m ⁻² .K ⁻¹]

ζ	součinitel místní ztráty	[1]
λ	třecí součinitel	[1]
λ	měrná tepelná vodivost	[W. m ⁻¹ .K ⁻¹]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
ρ_{vv}	hustota vlhkého vzduchu	[kg.m ⁻³]
$\sigma_{dov,t}$	dovolené napětí v tahu	[Pa]
τ	čas	[s]

Konstanty použité ve výpočtech

smluvní mez kluzu (ocel 11.523)

$$Rp_{0,2} = 345 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

měrná tepelná kapacita oceli

$$c_p = 469 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

měrná tepelná kapacita vody

$$c_v = 4186 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

gravitační zrychlení

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

absolutní drsnost trubky dopravující vodu

$$k = 0,5 \text{ mm}$$

atmosférický tlak

$$p_{at} = 10^5 \text{ Pa}$$

měrná tepelná vodivost vody

$$\lambda = 0,6062 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

měrná tepelná vodivost vzduchu

$$\lambda = 0,024 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

kinematická viskozita vody (2 °C)

$$\nu = 1,75 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

kinematická viskozita vody (10 °C)

$$\nu = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

kinematická viskozita vody (22,5°C)

$$\nu = 0,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

hustota oceli

$$\rho_{ocel} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

hustota vody

$$\rho_v = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

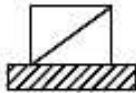
Legenda ke schémátům



tří komorový dávkovač



výměník voda - vzduch



chladicí zařízení / chladnička



vysokotlaký výměník



chladicí věž



zpětný mokrý chladič

Úvod

V dnešní době je chladicí technika velmi rozšířená vědní a průmyslové odvětví, které zasahuje téměř do každého oboru lidské činnosti. Mezi tyto obory řadíme především potravinářský průmysl, chemii, stavebnictví, strojírenství, zdravotnictví, a v neposlední řadě i naše domácnosti. V posledních desetiletích vytváří chladicí technika optimální podmínky při klimatizaci budov a na exponovaných pracovištích napovrchu.

Našla také uplatnění v hornictví, které při pronikání stále do větších hloubek má velké potíže s udržením vhodného tepelně vlhkostního mikroklimatu na důlních pracovištích. Tyto problémy může vyřešit intenzivní důlní větrání, které má své stanovené hranice a omezené možnosti. Jakmile dojde k překročení těchto hranic poté nastupuje důlní klimatizace. Touto klimatizací se rozumí umělá úprava důlních větrů, která nám dosahuje na pracovištích takových mikroklimatických podmínek, aby byla zajištěna především produktivní a zdravotně nezávadná práce horníků. Abychom zajistili umělou úpravu důlních větrů, je zapotřebí zvolit vhodné chladicí zařízení, které je přizpůsobeno na momentální důlní podmínky.

Klimatizace v důlních oblastech ve světovém hornictví má již dlouholetou tradici. Došlo ke značnému pokroku v chlazení důlních větrů a to především při dobývání nerostů, jakými jsou uran, měď, zlato, apod. V uhelném hornictví rozvoj klimatizace nastal později, protože většina uhlí se donedávna získávala z ložisek nepříliš hlubokých s poměrně příznivými pracovními podmínkami. Stále zvyšující se poptávka po uhlí si vynucuje stálý postup do větších hloubek. Tím pádem důlní klimatizace i přes ekonomické a technické potíže proniká v posledních desetiletích i do uhelného hornictví. V současné době převážná většina uhelných dolů zajišťuje těžbu v relativně velkých hloubkách kolem 1000 m pod povrchem, a to jen pouze za pomoci intenzivního chlazení důlních větrů.

1. Návrh systému centrální klimatizace dolu - CKD s dávkovačem pro výkon 15 MW a hloubku dolu 1000 m

1.1 Možnosti chlazení v důlních oblastech

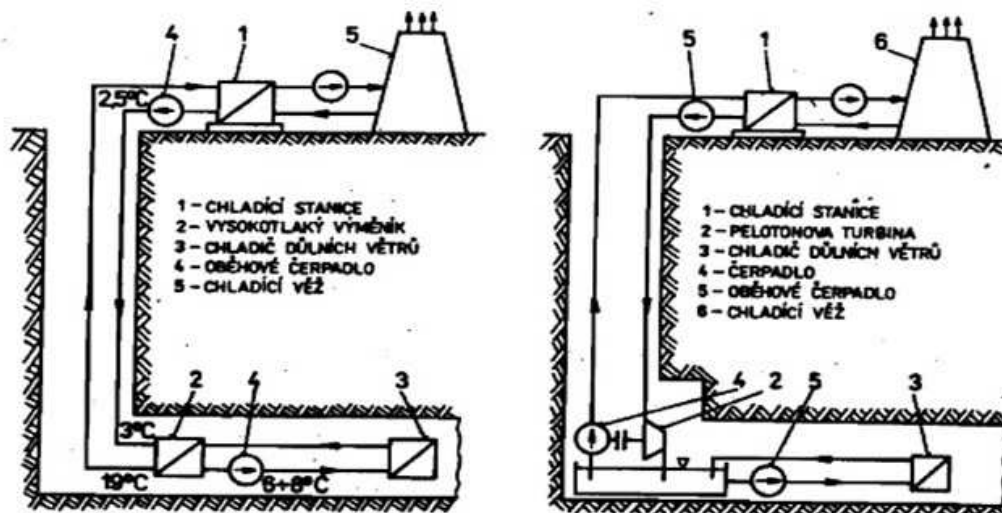
V důlní klimatizaci se zatím používá převážně strojní chlazení s vypařováním chladiva v parním oběhu. Chlazení větrů představuje v podstatě přenos tepla z jednoho místa v dole na druhé. V prostoru ochlazování, což je zpravidla pracoviště, se větrům odnímá teplo v tepelném výměníku teplosměnnou látkou, nejčastěji vodou. Ta přenáší teplo do chladicí jednotky, ve které teplo přejímá chladivo. To předává dale teplo jiné teplosměnné látce (chladicí vodě), která je odvádí z míst, kde jeho vliv neškodí. Podle způsobu přenosu tepla chlazených větrů na chladivo rozeznáváme v důlích klimatizaci dva systémy chlazení, a to nestacionární systém s přímým chlazením větrů a stacionární systém s nepřímým chlazením větrů.

Nestacionární systém chlazení se vyznačuje tím, že se v něm používá mobilních chladicích jednotek, v nichž výparníky chladiva jsou současně chladiva důlních větrů. Teplo větrů se zde sdílí chladivu přímo bez pomoci teplosměnné látky. Z chladicí jednotky se pak teplo odvádí některým z možných způsobů, tohoto systému se používá především pro chlazení separátně větraných důlních děl. K tomuto způsobu je obvykle zapotřebí menších chladicích výkonů okolo 100 kW, které tyto mobilní chladicí jednotky jsou schopny zajistit.

Stacionární chladicí systém, jehož chladicí výkon bývá i několik MW je obvykle tvořen chladicí stanicí, odkud se ochlazená voda dopravuje do chladiče důlních větrů v dole. Voda po předání chladu se dopravuje zpět do chladicí stanice. Chladicí stanice s ohledem na velký výkon je většinou vybudována na povrchu dolu, ochlazená voda se dopravuje potrubím jámou do dolu. Přímé použití takto ochlazené vody však není přímo v chladiči důlních větrů možné pro její vysoký tlak, který pro důl hluboký 1 000 m činí 10 MPa. V dole je proto zapotřebí provést rekuperaci tlaku pomocí vhodného zařízení, nejčastěji pomocí vysokotlakého výměníku nebo pomocí Peltonovy turbíny, případně chladicí zařízení umístit přímo do dolu, což přináší velké problémy s odvodem tepla. V současné době se u nás i ve světě pro potřebu hydraulické dopravy používají potrubní

komorové dávkovače. Provádějí prakticky rekuperaci tlaku suspense a jsou bez jakýchkoliv úprav vhodné i pro potřebu klimatizace hlubinných dolů.

[3]



Obr. 1.1 – Schéma centrální klimatizace hlubinných dolů s vysokotlakým výměníkem Peltonovou turbínou [4]

1.2 Chladicí zařízení pro doly

Jednotlivé strojní prvky chladicích zařízení pro důlní klimatizaci jsou technicky i funkčně odvozovány z prvků používaných chladicí technikou v různých průmyslových a hospodářských odvětvích. Při jejich konstrukci a výrobě musí však být respektovány specifické důlní podmínky, ve kterých tato zařízení pracují. Jde především o přizpůsobení zařízení omezeným důlním podmínkám, prostředí nebezpečnému výbuchem plynů a uhlénoho prachu, zvýšené prašnosti ovzduší, omezeným možnostem odvodu kondenzačního tepla apod. Zanedbatelná není ani bezpečnost provozu, která se v dolech zajišťuje mnohem obtížněji než na povrchu.

Chladicí jednotka

Nejdůležitějším strojním prvkem chladicího zařízení je chladicí jednotka. V současné době jsou v důlní klimatizaci používány téměř výhradně chladicí jednotky s parním oběhem chladiva. Parní oběh je pochod, při kterém pracovní látka, tzv. chladivo, trvale

obíhá v chladicí jednotce a cyklicky mění své skupenství z fáze kapalné do fáze parní, a naopak. Z hlediska termodynamiky vykonává pracovní látka kruhový proces čili uzavřený cyklus. Pracovní podmínky parního oběhu jsou charakterizovány vlastnostmi chladiva. Jednou z nich je závislost jeho teploty varu (kondenzace) na tlaku (obr.1.2). Při jeho teplotě varu je v rovnováze fáze kapalná a fáze parní. Pro převedení jedné fáze do druhé je třeba buď přivést (při varu), nebo odvést (při kondenzaci) teplo. Jde o tzv. teplo výparné nebo kondenzační. Jako chladiva se používají látky, které při pracovních teplotách parního oběhu mají přiměřený, technicky zvládnutelný tlak. V oblasti důlní klimatizace se používají výhradně halogenové uhlovodíky, tzv. freony.

Chladicí jednotka má 4 základní prvky, které tvoří chladicí okruh (obr.1.3). Každý prvek má v okruhu svou úzce vymezenou funkci, určenou termodynamickým principem parního oběhu:

- **Kompresor**- stlačuje páry chladiva z tlaku vypařovacího (nízkého) na tlak kondenzační (vysoký) a dopravuje je z výparníku do kondenzátoru. Tím je umožněna činnost kondenzátoru a využití chladiva v kurhové procesu. Kompresor je hnáný stroj, jehož funkce je zajišťována hnacím strojem, obvykle elektromotorem. Práci kompresoru se zvyšuje entalpie chladiva. Toto zvýšení je číselně rovno sdělenému teplu, které je ekvivalentní mechanické práci kompresoru. Kompresor je tedy další prvek chladicího okruhu, ve kterém se přivádí do chladicího okruhu teplo. Jeho zdrojem je práce, vynaložená na pohon kompresoru.
- **Kondenzátor** – zajišťuje kondenzaci stlačených par chladiva. Kondenzace se dosáhne odváděním tepla určitou, tzv.chladicí látkou. Kondenzace chladiva je druhou, vynucenou změnou skupenství v parním oběhu. Probíhá při stálém, kondenzačním (vysokém) tlaku a jemu odpovídající kondenzační teplotě. Chladicí látka obvykle své skupenství nemění. Sdílení tepla z kondenzujícího chladiva do chladicí látky je podmíněno rozdílem teplot. Kondenzátor je tedy výměník tepla, ve kterém se odvádí z chladicího okruhu teplo. Odváděné teplo se rovná teplu přivedenému do okruhu. Zdrojem odváděného tepla je kondenzující chladivo. Jde o zdroj tepla vyšší úrovně, než je chlazená látka.

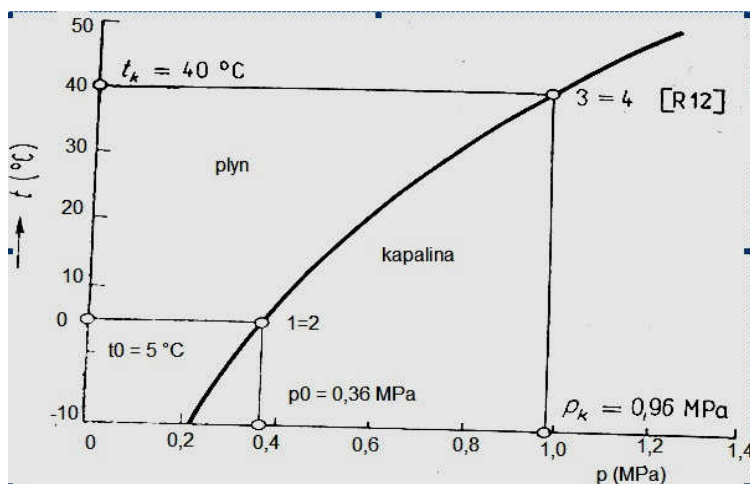
- **Výparník** – zajišťuje hlavní funkci chladicího okruhu, chladí určitou, tzv. chlazenou látku na požadovanou teplotu. Chlazení se dosáhne odváděním tepla vypařujícím se chladivem. Vypařování chladiva je první, funkční změnou skupenství v parním oběhu. Probíhá při stálém vypařovacím (nízkém) tlaku a jemu odpovídající vypařovací teplotě. Chlazená látka obvykle své skupenství nemění. Sdílení tepla z chlazené látky do vypařujícího se chladiva je podmíněno rozdílem teplot. Proto musí mít vypařující se chladivo nižší teplotu než chlazená látka. Předaným teplem se snižuje teplota chlazené látky a zvyšuje se entalpie chladiva. Výparník je tedy výměník tepla, ve kterém se přivádí do chladicího okruhu teplo, jehož zdrojem je chlazená látka. Jde o zdroj nízké teplotní úrovně.
- **Redukční ventil** – přepouští zkondenzované kapalně chladivo z kondenzátoru zpět do výparníku. Škrťí kapalně chladivo z kondenzačního (vysokého) tlaku na tlak vypařovací (nízký). Při škrcení kapalněho chladiva se nekoná práce, nedochází ani ke sdílení tepla s okolím, entalpie chladiva se proto nemění. Nižšímu tlaku chladiva odpovídá nižší teplota varu chladiva (obr.1.2). Kapalně chladivo nemůže mít teplotu vyšší než je rovnovážná teplota varu při daném tlaku. Při škrcení kapalněho chladiva z rovnovážného stavu proto klesá teplota chladiva. Teplo potřebné ke zchlazení odvede část seškrceného chladiva, která se předaným teplem vypaří.

Z popisu i ze schématu chladicího okruhu jsou patrné jeho dvě části:

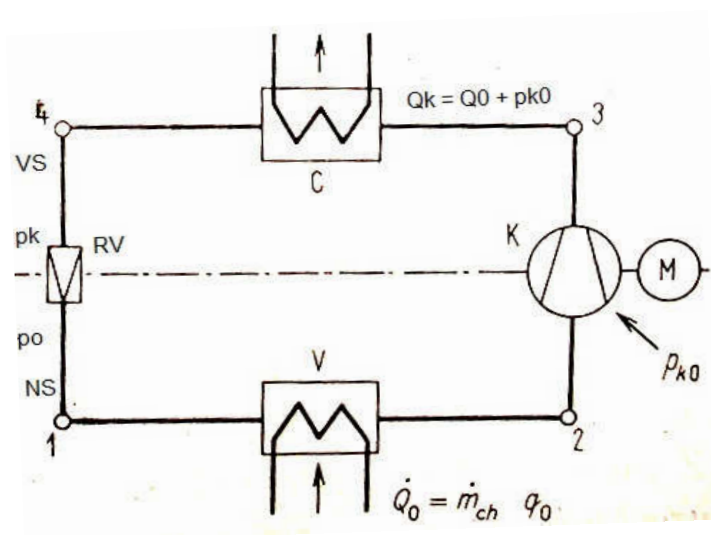
Část nízkotlaká a část vysokotlaká. Dělicími prvky jsou kompresor na jedné straně a škrťací ventil na druhé straně. Dále je zřejmé, že okruh převádí nebo přečerpává teplo z nízké teplotní úrovně na vyšší. Chladicí okruh tedy pracuje i jako tepelné čerpadlo. Jeho prvotní funkce (výroba chladu) je spojena s druhotnou funkcí (výrobou tepla). Ve většině

případů se dosud využívá jen prvotní funkce chladicího okruhu, při níž je druhotná funkce v podstatě nežádoucí. Vyráběné teplo má charakter tepla odpadního. Stále častěji se však využívá i funkce druhotná, zejména při současných energetických problémech. Okruh využívající obě funkce, nebo dokonce druhotnou funkci jako základní, je pak skutečně tepelné čerpadlo.

[4]



Obr. 1.2 - Závislost teploty varu chladiva na tlaku [4]



Obr. 1.3 - Schéma chladicího okruhu s parním oběhem [4]

Vysvětlivky:

VS – vysokotlaká strana

NS – nízkotlaká strana

C – kondenzátor

K – kompresor

M – elektromotor

V – výparník

RV – redukční ventil

1.3 Chladiče větrů v dolech

Jedná se o tepelné výměníky, ve kterých odnímá buď teplonosná látka (ve stacionárním systému), nebo chladivo (v nestacionárním systému) proudícímu vlhkému vzduchu určité množství tepla. Odnětí zjevného (citelného) tepla se projevuje poklesem teploty vzduchu, odnětí vázaného (latentního) tepla pak snížením absolutní vlhkosti vzduchu, přičemž odňatá vlhkost kondenzuje na teplosměnné ploše, což má značný vliv na sdílení tepla v chladiči.

Chladiče větrů lze dělit na skupiny podle různých hledisek:

Podle pracovního pochodu:

- **Rekuperační** - u nichž jsou prostory, jimiž proudí tekutiny různých teplot (vzduch a voda nebo chladivo), odděleny pevnou stěnou nebo stěnami
- **Regenerační** – v nich proudí podél stejného povrchu střídavě buď teplejší, nebo chladnější tekutina. Při proudění teplejší tekutiny hmota vnitřní výplně výměníku teplo přijímá - akumuluje, ve druhé fázi potom akumulované teplo odevzdává proudící chladnější tekutině
- **Směšovací** – v nichž se teplo sděluje bezprostředně stykem a směšováním teplejší a studenější tekutiny. Přitom probíhá sdílení tepla současně s přenosem hmoty (např. chladicí věže).

Podle pohybu vzduchu:

- Chladiče s přirozenou cirkulací vzduchu, vznikající rozdílnou hustotou ochlazeného a neochlazeného vzduchu.
- Chladiče s nucenou cirkulací větrů dosahovanou nejčastěji pomocí lufnových ventilátorů.

Podle způsobu chlazení teplosměnné plochy:

- Chladiče nepřímé, v nichž se teplo z chlazených větrů převádí do teplotnosné látky.
- Chladiče přímé, v nichž se teplo z chlazených větrů převádí do chladiva a které jsou tedy výparníky chladicí jednotky.

V dūlní klimatizaci k chlazení větrů se zatím téměř výhradně používají chladiče rekuperační s nucenou cirkulací větrů. Ve stacionárním systému chlazení se používá chladičů nepřímých, v nestacionárním systému se používá chladičů přímých.

[4]

Výměníky voda – voda

Slouží ke sdílení tepla chladicí vody strojně chlazené s vodou chladicího okruhu k chladičům větrů. Jsou instalované v dole a používají se tedy, pokud je chladicí stanice na povrchu.

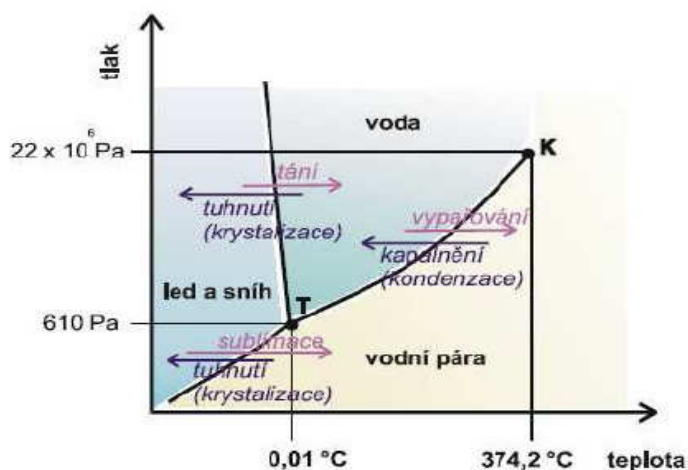
[12]

Zpětné mokré chladiče

Jsou mokré výměníky tepla, určené pro chlazení chladicí vody, cirkulující v uzavřeném okruhu. Kondenzační teplo, přenášené chladicí vodou primárního okruhu je ve zpětném chladiči předáno dūlním větrům. Využívá se zde výparného tepla, které přijme

rozstříkávána voda sekundárního okruhu při přechodu do plynné fáze během vypařování. To může probíhat za libovolné teploty (obr. 1.4).

[12]



Obr. 1.4 - Diagram T-p pro vodu [12]

1.4 Volba chladicího systému a chladicího zařízení

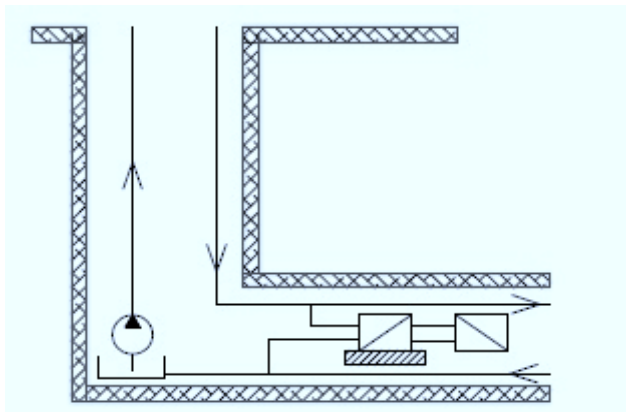
Volba chladicího systému závisí především na hodnotě potřebného užitečného chladicího výkonu, na počtu chlazených pracovišť a jejich rozmístění v důlním poli a na možnostech odvodu tepla z chladicích jednotek.

a) Centrální uspořádání s chladicí stanicí v dole

Je výhodnější jen tehdy, jestliže teplo z chladicích jednotek není nutno odvádět na povrch. Například využitím odpadní vody, výdušných větrů apod. V opačném případě další nutná doplňující zařízení jakými jsou tepelné výměníky na povrchu, vysokotlaké výměníky apod. tento způsob chlazení komplikují, prodražují a tím znevýhodňují.

Odvod kondenzačního tepla důlní přídavnou vodou

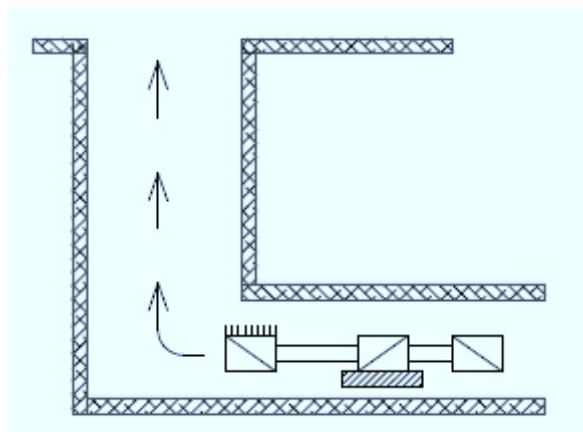
Teplo odvádíme tím, že schlazujeme kondenzátor důlní vodou, kterou odebíráme z požární vody. Oteplenou vodu odvádíme do jímky, která se nachází u čerpací stanice a z tohoto místa je odčerpávána na povrch.



Obr. 1.5 - Odvod kondenzačního tepla přídavnou vodou [12]

Odvod kondenzačního tepla vydušenými větry

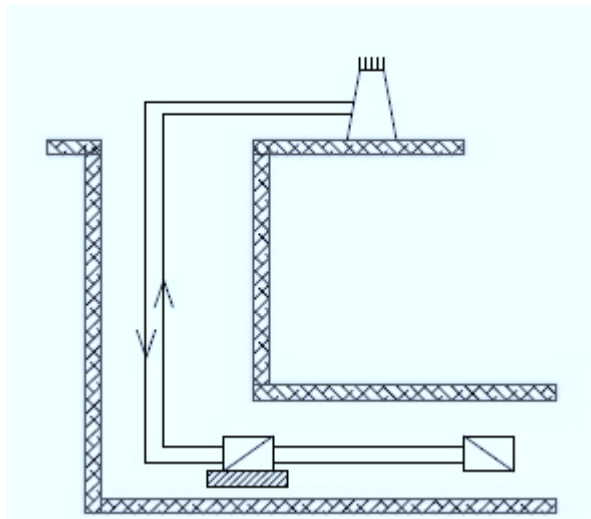
V dole u vrtu nebo u jámy se nachází mokrý zpětný chladič. Důlními větry se odvádí teplo na povrch.



Obr. 1.6 - Odvod kondenzačního tepla důlními větry [12]

Odvod kondenzačního tepla okruhem chladicí vody

Okruhem chladicí vody se odvádí kondenzační teplo na povrch ke zpětným chladičům. Mohou to být například chladicí věže. Jakmile se voda zchladí, vede se potrubím zpět ke chladicí stanici.



Obr. 1.7 - Odvod kondenzačního tepla chladicí vodou [12]

a) Centrální uspořádání s chladicí stanicí na povrchu

Výhodami u takto uspořádané stanice na povrchu jsou:

- Koncentrace chladicích jednotek na jednom místě po celou dobu chlazení.
- Elektromotory a elektrické zařízení v chladicí stanici mohou být v normálním provedení.
- Doprava a instalace zařízení je mnohem snazší než v omezeném důlním prostoru.
- Kontrola, údržba a opravy zařízení jsou méně náročné, a tím i levnější.
- Odvod tepla z chladicích jednotek je prakticky neomezený a lze je i energeticky dále využít.

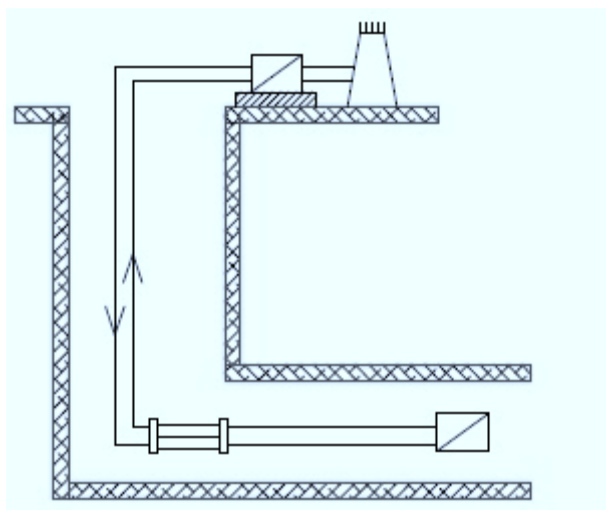
Nevýhody tohoto uspořádání:

- Velký rozsah potrubní sítě k rozvodu chlazené vody
- Nutnost tepelné izolace podstatné části rozvodu chlazené vody

- Nutnost použití vysokotlakého potrubí v jámě pro vytovření primárního okruhu chlazené vody
- Potřeba zařízení k eliminaci vysokého tlaku teplotnosného média
- Zvýšené náklady na čerpání chlazené vody

Přenos chladu s využitím komorového dávkovače

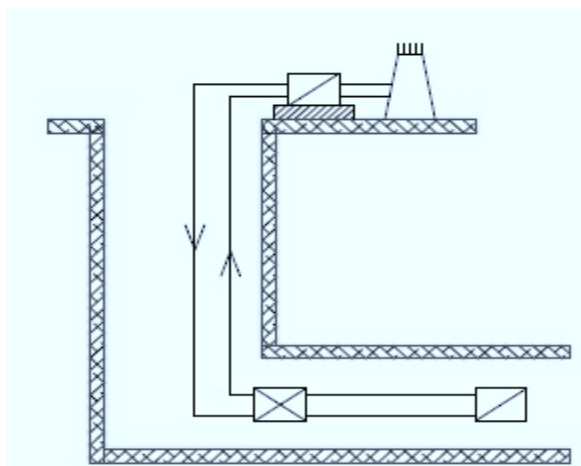
Použitím komorového dávkovače nám odpadne použití vysokotlakého výměníku. U tohoto dávkovače se studená voda z primárního vysokotlakého okruhu vyměňuje s vodou oteplenou z nízkotlakého sekundárního okruhu. Primárním vysokotlakým okruhem rozumíme okruh od chladicího zařízení na povrchu k dávkovači v dole a zpět. Sekundárním nízkotlakým okruhem se rozumí důlní okruh od dávkovače k chladičům a zpět. Princip je založen na „vytlačování“ teplé vody vodou studenou po délce komory primárním okruhem na povrch.



Obr. 1.8 - Přenos chladu pomocí dávkovače [12]

Přenos chladu pomocí vysokotlakého výměníku

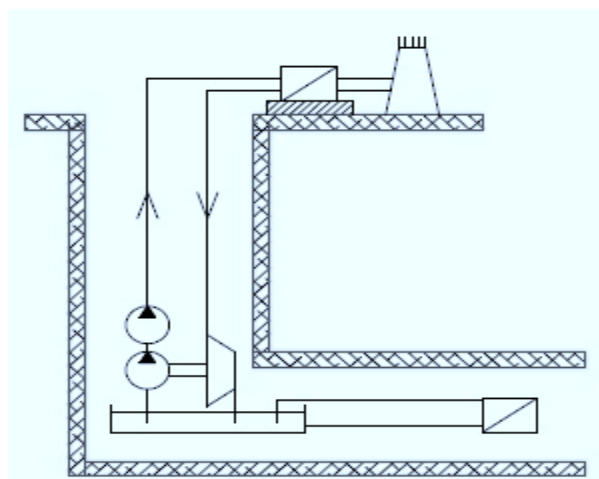
Jedná se v podstatě o oteplenou kapalinu v dole, která je vytlačována kapalinou proudící do dolu. Oteplená kapalina je vytlačována směrem nahoru. Při proudění kapaliny do dolu musíme překonat místní tlakové a třecí ztráty.



Obr. 1.9 - Přenos chladu pomocí vysokotlakého výměníku [12]

Přenos chladu s využitím Peltonovy turbíny

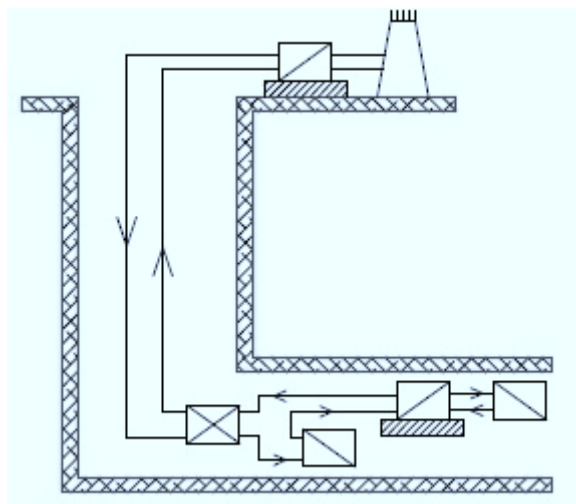
Na nízkotlaký výměník nám vstupuje voda o nízkém tlaku, která má větší účinnost než tlakový výměník. Energie mechanická, která se získá na hřídeli Peltonovy turbíny je znovu použita pro odčerpání oteplené vody pomocí odstředivého čerpadla zpět na povrch. Je zapotřebí ještě jedno pomocné čerpadlo, které je zapojeno do série, aby došlo k překonání třecích a místních tlakových ztrát.



Obr. 1.10 - Přenos chladu pomocí Peltonovy turbíny [12]

Kombinované chlazení

Přes dávkovač, vysokotlaký výměník či Peltonovu turbínu studená voda předává teplo důlnímu okruhu chladicí vody. Na chladiče důlních větrů a na kondenzátory důlních chladniček je rozvedená studená voda důlního okruhu.



Obr. 1.11 - Jedna z variant kombinovaného chlazení [12]

1.5 Porovnání variant z hlediska účinnosti a teplotního rozdílu

a) Turbína- čerpadlo

Ochlazená voda o teplotě asi 2 - 5 °C je přiváděna izolovaným vysokotlakým potrubím do Peltonovy turbíny, instalované v blízkosti jámy, zpravidla v nejhlubším patře. V ní se tlaková energie změní na mechanickou, která využije k pohonu turbočerpadla spřaženého s touto turbínou. Turbočerpadlem a dalším pomocným čerpadlem je ohřátá voda, vracející se od chladičů důlních větrů, čerpána zpět na povrch do chladicích jednotek. Tato varianta má menší účinnost než tlakový výměník. Oproti tlakovému výměníku se jedná o dražší variantu a je komplikovanější ji v dole umístit.

b) Výměník voda-voda

Tento vysokotlaký výměník nám umožní rovnoměrný tok bez změn průtoku a tlaku. Výhodou je také že má při konstantních vstupních teplotách obou okruhů konstantní teploty na výstupech. Nevyžaduje časté kontroly ani stálou obsluhu pracovníkem. Jedná se o jednoduché zařízení bez řízení.

Ve velkých hloubkách musí být tento vysokotlaký výměník dimenzován na vysoký statický tlak. U tohoto vysokého statického tlaku je zapotřebí, aby byla větší tloušťka stěny u jednotlivých trubek výměníku. S vyšší tloušťkou stěny dojde k poklesu tepelné propustnosti. Zvýšení tepelné propustnosti můžeme docílit zvýšením teplosměnné plochy, což vede ke zvětšení rozměrů výměníku. Z důvodů omezeného prostoru v dole to však nelze technicky provést. Hlavním problémem je že, rozdíl mezi vstupující studenou vodou na vysokotlaké straně a studenou vodou vystupující na nízkotlaké straně bývá 4 – 5 °C. Dalšími nevýhodami u těchto výměníků je jejich vysoká cena a hmotnost.

c) Dávkovač s dopravou studené vody

Když porovnáme variantu dávkovače s tlakovým výměníkem, zjistíme, že dávkovače mají vyšší účinnost výměny tepla mezi sekundárním a primárním okruhem. Rozdíly mezi teplotami vstupující studené vody na vysokotlaké straně a studené vody vystupující na nízkotlaké straně bývá menší jak 1 °C. Tento rozdíl vzniká míšením, které se projevuje při souprůdé výměně a při protiprůdé výměně bez použití dělicího členu. Dalším faktorem je, že trubka, ve které proudí střídavě studená a teplá voda se chová jako regenerační výměník. Z hlediska konstrukce lze dávkovač lépe umístit v dole než výměník voda-voda.

Dávkovač s dopravou studené vody má i jisté nevýhody. Mezi nejhlavnější nevýhody patří:

- Vyšší nároky na spolehlivost a na řízení chodu dávkovače, dále pak životnost uzavíracích armatur.
- Pro pohon armatur je nutnost hydraulického obvodu.
- Časté tlakové změny a vznik hydraulického rázu.
- Velikost hydraulického rázu závisí na přesnosti a rychlosti řízení armatur

1.6 Návrh systému centrální klimatizace dolu

Při návrhu uvažuji chladicí zařízení o výkonu 15 MW a hloubce
dolu 1000 m.

Výpočet průtoku vody v chladicím zařízení:

a) hmotnostní průtok vody

$$Q_m = \frac{P_t}{\Delta t \cdot c_v} = \frac{15 \cdot 10^6}{20,5 \cdot 4186} = 174,79 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro dané chladicí zařízení jsem zvolil tyto teploty:

teplota vody na vstupu $t_{vst} = 22,5^\circ \text{C}$

teplota vody na výstupu $t_{výst} = 2^\circ \text{C}$

$$\Delta t = t_{vst} - t_{výst} = 22,5 - 2 = 20,5^\circ \text{C}$$

měrná tepelná kapacita pro vodu

$$c_v = 4186 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

b) objemový průtok vody

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho_v} = \frac{174,79}{1000} = 0,17479 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

c) výpočet a návrh potrubí dávkovače pro centrální klimatizaci dolů

Potrubí bude voleno pro dva okruhy. Prvním neboli primárním okruhem je myšleno potrubí, které je vedeno od chladicího zařízení na povrchu k trubkovému komorovému dávkovači. Sekundární okruh je veden od komorového dávkovače zpět na povrch.

Pro primární i sekundární okruh volím potrubí z ocelových trubek ze svařitelné oceli třídy 11 523.

Výpočet první tlakové hladiny

Jedná se o úsek od chladicího zařízení k jámě.

Volím ocelovou bezešvou tubku TR 323,8 x 8.

$$Q_V = S \cdot v = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot v \Rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot v}} \quad (1.1)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,17479}{\pi \cdot 2,8}} = 0,281 \text{ m}$$

Minimální vnitřní průměr potrubí potřebný pro dopravu studené vody do dolu je $d_1 = 0,281 \text{ m}$

dovolené napětí

$$\sigma_{dov} = \frac{R_{P0,2}}{b} = \frac{345}{2,1} = 164,28 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Bezpečnost volím $b = 2,1$

Smluvní mez kluzu pro ocel 11 523

$$R_{P0,2} = 345 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

maximální zkušební tlak

$$s = \frac{d_1 \cdot p_{\max}}{2 \cdot \sigma_{dov}} + c_1 + c_2 \Rightarrow p_{\max} = \frac{2 \cdot \sigma_{dov} (s - c_1 - c_2)}{d_1} \quad (1.2)$$

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot \sigma_{dov} (s - c_1 - c_2)}{d_1} = \frac{2 \cdot 164,28 \cdot 10^6 (0,008 - 0,001 - 0,001)}{0,3078} = 6,42 \text{ MPa}$$

Mezní úchytky tloušťky stěny trubky bývají v toleranci $\pm 15\%$. Z tohoto důvodu volím přídávky:

$$\text{na korozi } c_2 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{nepřesnost výroby } c_1 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

provozní tlak v trubce

$$p = \frac{p_{\max}}{b} = \frac{6,42}{1,1} = 5,83 \text{ MPa}$$

Bezpečnost volím $b = 1,1$

výpočet hloubky, do které může být trubka použita

$$h = \frac{p}{\rho_v \cdot g} = \frac{5,83 \cdot 10^6}{1000 \cdot 9,81} = 594,94 \text{ m}$$

Výpočet druhé tlakové hladiny

Jedná se o úsek v jámě a potrubí, které vede v dole ke komorovému dávkovači. Volím ocelovou bezešvou trubku TR 323,8 x 12.

maximální zkušební tlak

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot \sigma_{dov} (s - c_1 - c_2)}{d_1} = \frac{2 \cdot 164,28 \cdot 10^6 (0,012 - 0,0009 - 0,001)}{0,02998} = 11,098 \text{ MPa}$$

$$\text{nepřesnost výroby volím } c_1 = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

provozní tlak v trubce

$$p = \frac{p_{\max}}{b} = \frac{11,098}{1,1} = 10,08 \text{ MPa}$$

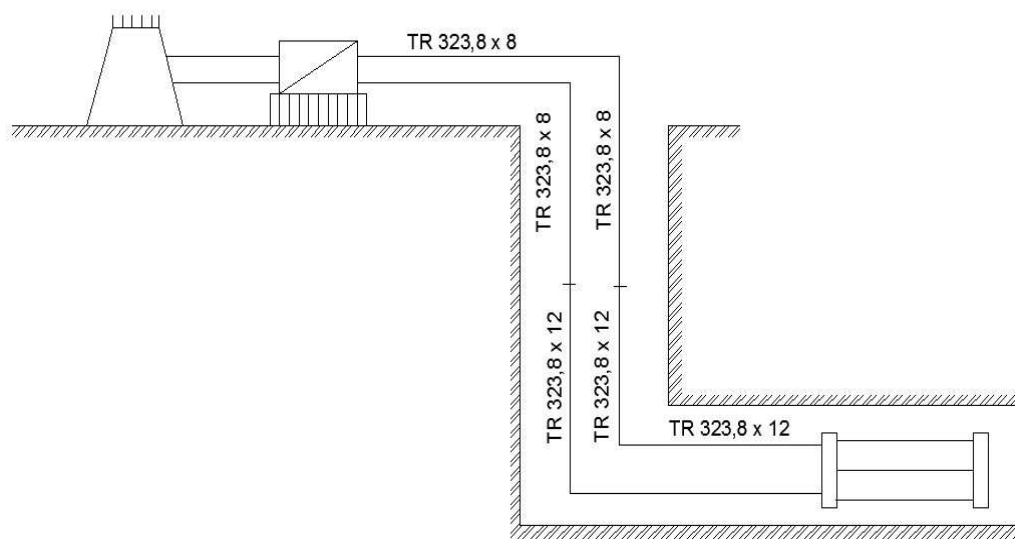
Bezpečnost volím $b = 1,1$

výpočet hloubky, do které může být trubka použita

$$h = \frac{p}{\rho_v \cdot g} = \frac{10,08 \cdot 10^6}{1000 \cdot 9,81} = 1028,44 \text{ m}$$

Podmínka, pro tenkostěnnou trubku

$$\frac{d_2}{d_1} \leq 1,18 \Rightarrow \frac{0,3238}{0,2998} = 1,08 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



Obr. 1.12 - Schéma navrženého potrubního systému

rozměry trubek	provozní tlak [Mpa]	hloubka [m]	délka [m]
323,8 x 8	5,83	0 (povrch)	200
323,8 x 8	5,83	0-525 (jáma)	525
323,8 x 12	10,08	525-1000(jáma)	475
323,8 x 12	10,08	1000 (důl)	200

Tab. 1.1 - Zvolené a vypočítané hodnoty a rozměry potrubí

2. Výpočet hlavních parametrů dávkovače, potrubí a oběhového čerpadla

2.1 Trubkové komorové dávkovače

Tyto dávkovače umožňují jak dopravu nejrůznějších kapalin tak i suspenzí, což je jejich velká přednost, která předurčuje tyto dávkovače k průmyslovému použití. Dávkovače trubkové jsou charakterizovány provedením komory, která bývá zhotovena obvykle z horizontálně položeného potrubí, jehož průměr může být stejný, jako je průměr dopravního potrubí. Komory však mohou mít i odlišný průměr, jako má dopravní potrubí. Komora může být i vertikální. Aby provoz dávkovače byl plynulý, bývají komory dvě, častěji tři.

[8]

Provedení dávkovače souprouté či protiprouté

- Protiprouté provedení je třeba volit vždy, když jsou obě kapaliny (např. suspenze a voda) navzájem odděleny plovákem či pístem.
- V ostatních případech je možné volit jak souprouté, tak i protiprouté provedení
- souprouté provedení je vhodnější u hydraulické dopravy kusového materiálu $d > 10$ mm. Dá se zajistit, že přes obtokové armatury nebude proudit suspenze, ale pouze čistá voda.

[8]

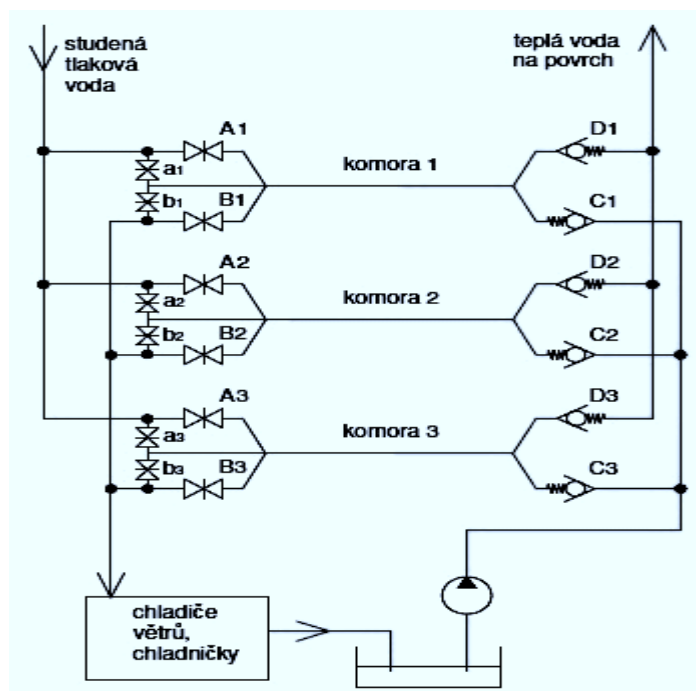
2.2 Hlavní parametry dávkovače

Volím tříkomorový dávkovač v protiproutém provedení, který nám umožní přenos chladu mezi primárním a sekundárním okruhem, jeho schéma uvádí obr. 2.1.

Primární okruh: chladicí zařízení na povrchu – dávkovač v dole

Sekundární okruh: dávkovač v dole – rozvod studené vody po šachtě na jednotlivé chladiče důlních větrů

Na jedné straně dávkovače jako hlavní armaturu volím hydraulicky ovládaný ventil světlosti 200 mm a obtokovou armaturu hydraulicky řízené deskové šoupátko světlosti 32 mm. Na opačné straně dávkovače jako hlavní armaturu volím zpětný ventil.



Obr. 2.1 - Zvolený typ dávkovače [12]

2.2.1 Výpočet tloušťky stěny komory dávkovače

Volím trubku TR 500 x 23

Materiál ocel 11523

Mezní úchytky tloušťky stěny trubky bývají v toleranci $\pm 15\%$. Z tohoto důvodu volím přídávky:

a) na korozi $c_2 = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

b) nepřesnost výroby $c_1 = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

dovolené napětí

$$\sigma_{dov,t} = \frac{R_{p0,2}}{b} = \frac{345}{2,4} = 143,75 MPa = 143,75 \cdot 10^6 Pa$$

Volím součinitel bezpečnosti $b=2,4$

$$R_{p0,2} = 345 MPa \text{ pro ocel 11 523}$$

výpočet zkušebního tlaku

$$p_z = \frac{2 \cdot \sigma_{dov,t} \cdot (s - c_2 - c_1)}{d_k} = \frac{2 \cdot 143,75 \cdot 10^6 \cdot (0,023 - 0,0013 - 0,0036)}{0,454} = 11,462 MPa$$

skutečný provozní tlak v komorovém dávkovači

$$p_{sk} = ((0,5 \cdot h_D) + 1000) \cdot \rho \cdot g = ((0,5 \cdot 83,842) + 1000) \cdot 1000 \cdot 9,81 = 10,22 MPa$$

$$\text{Hustota vody } \rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\text{Gravitační zrychlení } g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\text{Volím dopravní výšku čerpadla } h_D = 83,842 \text{ m}$$

dovolený provozní tlak v komorovém dávkovači

$$p_{dov} = \frac{p_z}{b} = \frac{11,462}{1,1} = 10,42 MPa$$

Součinitel bezpečnosti volím $b = 1,1$

$$p_{dov} > p_{sk}$$

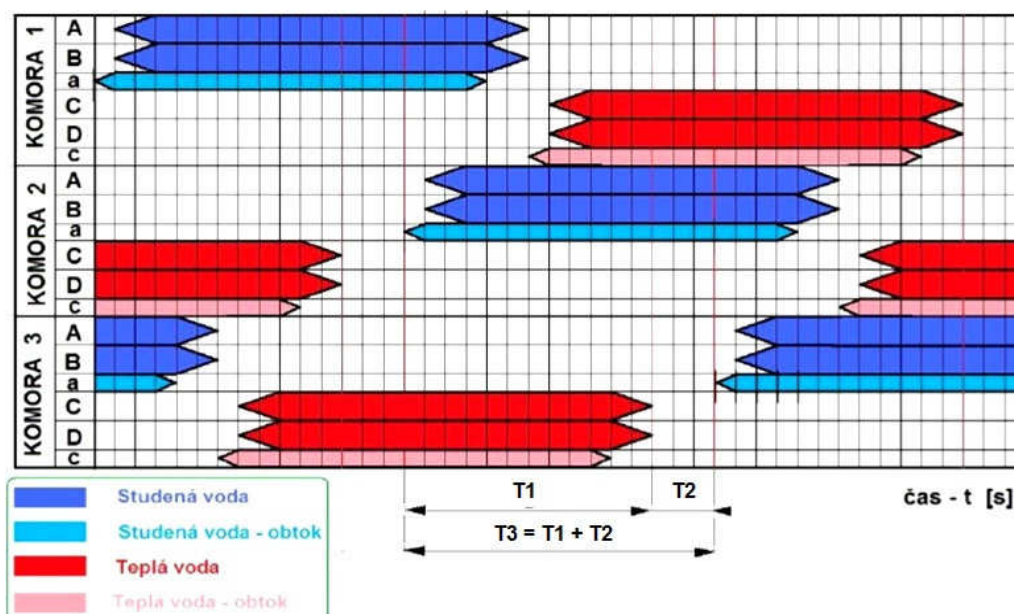
$$10,42 > 10,22 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\frac{d_2}{d_1} \leq 1,18 \quad \frac{0,5}{0,454} = 1,101 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Podmínka pro tenkostěnnou trubku byla splněna.

2.2.2 Výpočet délky komory dávkovače

Návrh časového diagramu dávkovače je uveden v kap. 3 - obr. 3.1.



Obr. 2.2 - Časový diagram tříkomorového trubkového dávkovače [8]

Dle časového diagramu komorového dávkovače v kap. 3 - obr. 3.1 jsem volil následující časy otevírání, nebo uzavírání armatur:

$A_1 + B_1$ - tyto armatury se otevírají po dobu 2 sekund

$A_3 + B_3$ - tyto armatury se zavírají po dobu 2 sekund

$C_1 + D_1$ - tyto armatury se otevírají po dobu 2 sekund

$C_2 + D_2$ - tyto armatury se zavírají po dobu 2 sekund

$$T_1 = 12 \text{ s} \qquad T_2 = 3 \text{ s}$$

$$T = (T_1 + T_2) \cdot 3 = (12 + 3) \cdot 3 = 45 \text{ s}$$

délka komory tříkomorového dávkovače

$$L = \frac{v \cdot T}{3} = \frac{1,45 \cdot 45}{3} = 21,75 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } 22 \text{ m}$$

Rychlost proudění vody v komoře volím $v = 1,45 \text{ m.s}^{-1}$

Hlavní armatura

Jako hlavní armaturu volím hydraulicky ovládaný ventil. Při použití tohoto ventilu je nutné, aby tlak vody působil ze směru nad kuželku pro zajištění samosvornosti v uzavřené poloze. Návrh konstrukce ventilu je uveden v kap. 6 (viz. Příloha č. 4).

Obtoková armatura

Jako obtokovou armaturu volím hydraulicky ovládané deskové šoupátko světlosti 35 mm, firma IBC Praha.

Jednosměrná armatura

Lze použít zpětnou klapku, která se vyrábí ve standartním nebo duálním provedení. Další možností je zpětný ventil klasické konstrukce či ventil mezipřírubový.

Volím upravený zpětný mezipřírubový ventil typu **WA – 001 DN 200 PN 40**, firma IBC Praha. Návrh zpětného ventilu je proveden v kap. 6 (viz. Příloha č. 4).

2.3 Charakteristika potrubí pro primární okruh

Třecí tráty

Abych zjistil charakteristiku potrubí pro primární okruh, musel jsem nejprve vypočítat hydraulické ztráty pro 3 odlišné objemové průtoky. Jelikož jsou rozdílné viskozity u studené a teplé vody, byl proveden výpočet pro oba směry proudění zvlášť.

rychlost proudění

$$v = \frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot d_1^2} \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (2.1)$$

Reynoldsovo číslo:

$$R_e = \frac{v \cdot d_1}{\nu} \quad (2.2)$$

Colebrookův vzorec:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \left[2 \log \left(\frac{2,51}{R_e \sqrt{\lambda}} \right) + 0,27 \frac{k}{d_1} \right] \quad (2.3)$$

$$\lambda = \frac{1}{\left[2 \log \left(\frac{2,51}{R_e \sqrt{\lambda}} \right) + 0,27 \frac{k}{d_1} \right]^2}$$

Tato rovnice je implicitní, a tudíž se λ musí řešit iterací. Výhodnější bude použití Churchillovy rovnice:

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{R_e} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{1,5}} \right]^{1/12} \quad (2.4)$$

$$a = \left[-2,457 \ln \left(\left(\frac{7}{R_e} \right)^{0,9} + 0,27 \varepsilon \right) \right]^{16} \quad (2.5)$$

$$b = \left(\frac{37530}{R_e} \right)^{16} \quad (2.6)$$

$$\varepsilon = \frac{k}{d_1} \quad (2.7)$$

Kde **k** je absolutní drsnost vnitřní stěny v trubce

K volím 0,4 mm

rozměry potrubí	objemový průtok [m³/s]			jmenovitá světlost potrubí	
	0,175	0,148	0,127		
	vypočtené rychlosti [m/s]			d1 [mm]	d1 [m]
TR 323,8 x 8	2,351	1,999	1,715	307,8	0,3078
TR 323,8 x 12	2,478	2,108	1,809	299,8	0,2998
TR 500 x 23	1,075	0,914	0,784	454	0,454

Tab. 2.1 - Vypočtené rychlosti proudění v potrubí

rozměry potrubí	objemový průtok [m³/s]			jmenovitá světlost potrubí		délka potrubí
	0,175	0,148	0,127			
	třecí součinitel λ			d1 [mm]	d1 [m]	l [m]
TR 323,8 x 8	0,02163	0,02172	0,02181	307,8	0,3078	725
TR 323,8 x 12	0,02164	0,02173	0,02182	299,8	0,2998	675

Tab. 2.2 - Třecí součinitel λ při teplotě vody na výstupu z chladičho zařízení $t = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$

rozměry potrubí	objemový průtok [m³/s]			jmenovitá světlost potrubí		délka potrubí
	0,175	0,148	0,127			
	třecí součinitel λ			d1 [mm]	d1 [m]	l [m]
TR 323,8 x 8	0,02161	0,02170	0,02179	307,8	0,3078	725
TR 323,8 x 12	0,02162	0,02171	0,02180	299,8	0,2998	675

Tab. 2.3 - Třecí součinitel λ při teplotě vody na vstupu do chladičho zařízení $t = 22,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

rozměry potrubí	objemový průtok [m ³ /s]			jmenovitá světlost potrubí		délka potrubí
	0,175	0,148	0,127			
	třecí součinitel λ			d1 [mm]	d1 [m]	l [m]
TR 500 x 23	0,01972	0,01981	0,0199	454	0,454	22

Tab. 2.4 - Třecí součinitel λ pro dávkovač (10 °C)

2.4 Výpočet místních ztrát v potrubním systému

V každém potrubí bývají vedle rovných úseků i různá kolena, odbočky, armatury, měřicí zařízení, čističe, chladiče apod., kromě toho se může měnit průřez potrubí. V těchto částech potrubí dochází ke změně velikosti i směru rychlosti proudění, což vyvolá víření, popřípadě odtržení proudu kapaliny spojené s rozptylem energie. Energie proudící kapaliny se rozptyluje v místě potrubí, kde dochází ke změně vektoru rychlosti, proto je rozptyl nazván místními ztrátami.

Na zpětném ventilu jsem zvolil součinitel místní ztráty pro jmenovitou světlost DN 200 $\zeta = 0,35$. Pro šoupátko o jmenovité světlosti DN 200 jsem určil místní ztrátu dle diagramu $\zeta = 0,13$.

jmenovitá světlost potrubí		součinitel místní ztráty ζ	typ ztráty
d1=[mm]			
307,8		0,38	jiné ztráty
307,8		0,11	3x koleno
299,8		0,048	zúžení z d = 307,8 mm
299,8		0,11	3x koleno
299,8		0,13	šoupátko
299,8		0,71	zúžení na d = 200 mm

Tab. 2.5 - Součinitel místní ztráty ζ při teplotě vody na výstupu z chladičího

zařízení $t = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$

jmenovitá světlost potrubí		součinitel místní ztráty ζ		typ ztráty
d1=[mm]				
299,8		0,248		rozšíření z d = 200 mm
299,8		0,11		3x koleno
299,8		0,35		zpětný ventil
299,8		0,0032		rozšíření na d = 307,8 mm
307,8		0,11		3x koleno
307,8		0,38		jiné ztráty

Tab. 2.6 - Součinitel místní ztráty ζ při teplotě vody na vstupu do chladicího

zařízení $t = 22,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Celkové ztráty pro potrubí primárního okruhu

Ztrátová výška potrubí primárního okruhu se vypočítá z rovnice:

$$h_z = \left(\sum \zeta_i + \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \right) \cdot \frac{v_i^2}{2g} \quad (2.8)$$

Výpočet celkové ztrátové výšky u složeného potrubí jsem provedl v programu Excel. S využitím programu „čerpadlo” (literatura [15]) jsem stanovil celkovou ztrátovou výšku u složeného potrubí na **83,842 m** pro objemový průtok $Q_V = 0,175 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

2.5 Návrh oběhového čerpadla

Pro vypočtenou dopravní výšku 83,842 m a objemový průtok $Q_V = 0,175 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ volím pro primární okruh centrální klimatizace jednostupňové radiální odstředivé čerpadlo od firmy KSB typ Etanorm RG 200-500. Rozměrový náčrtek uvádí příloha č.1, charakteristiku čerpadla pak příloha č.2. Čerpadlo má průměr oběžného kola $d_{ef} = 505 \text{ mm} = 0,505 \text{ m}$.

Tohle oběhové radiální čerpadlo bude umístěno na povrchu dolu (čerpací stanice) a bude čerpat ochlazenou vodu do primárního okruhu chladicího systému.

Změna charakteristika čerpadla při změně otáček motoru

Pomocí tzv. frekvenčního měniče se budou měnit otáčky motoru u oběhového čerpadla. Dle afinních vztahů je možné vypočítat nové charakteristiky oběhového čerpadla, které nám vznikly změnou otáček.

výpočet afinních vztahů

$$\frac{h_{d1}}{h_{d2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (2.9)$$

$$\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.10)$$

Navržení elektromotoru

výpočet hydraulického výkonu

$$P_h = Q_v \cdot Y_{sc} \cdot \rho_v = Q_v \cdot h_d \cdot g \cdot \rho_v = 0,175 \cdot 83,842 \cdot 9,81 \cdot 1000 = 143935,75 \text{ W} = 143,93 \text{ kW}$$

příkon čerpadla

$$P_p = \frac{P_h}{\eta} = \frac{143,93}{0,8} = 179,91 \text{ kW}$$

Volím nízkonapěťový třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko od firmy EPO elektropohony Frenštát pod Radhoštěm.

typ elektromotoru: 2SIE 315M2C

jmenovité otáčky: 2979 ot./min

jmenovitý výkon: 200 kW

Tyto asynchronní motory typu IE2 jsou určeny pro trvalé nebo přerušované zatížení se jmenovitým zatěživatелеm 80% nebo vyšším. Jsou schopné pracovat s napájením přímo ze sítě.

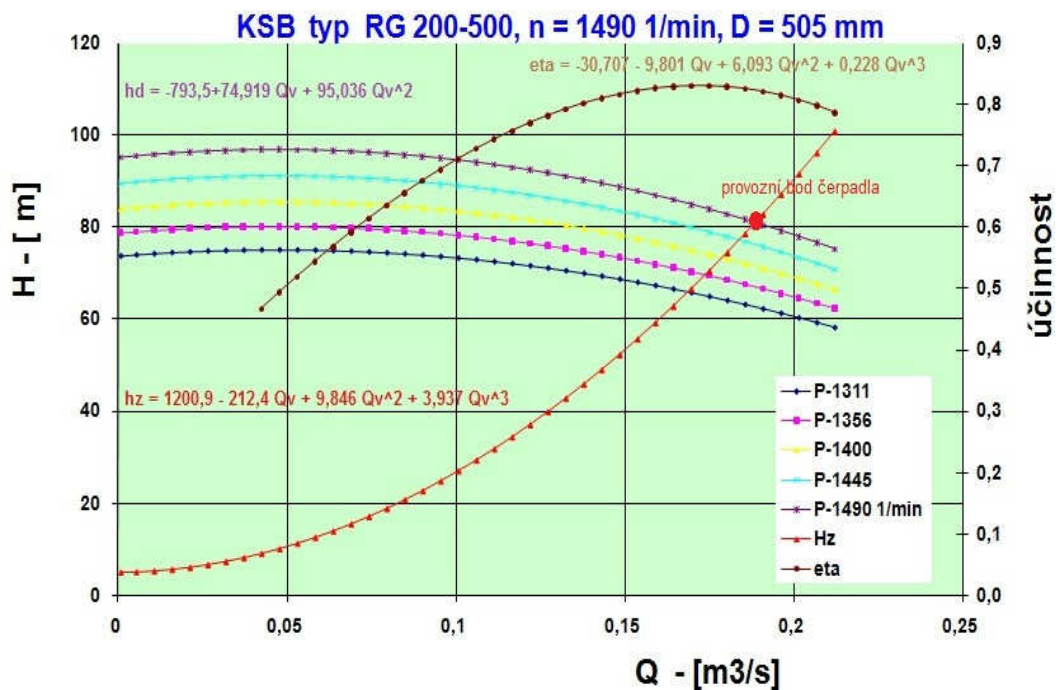
změna výkonu P_h čerpadla se změnou otáček

$$\frac{P_{h1}}{P_{h2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (2.11)$$

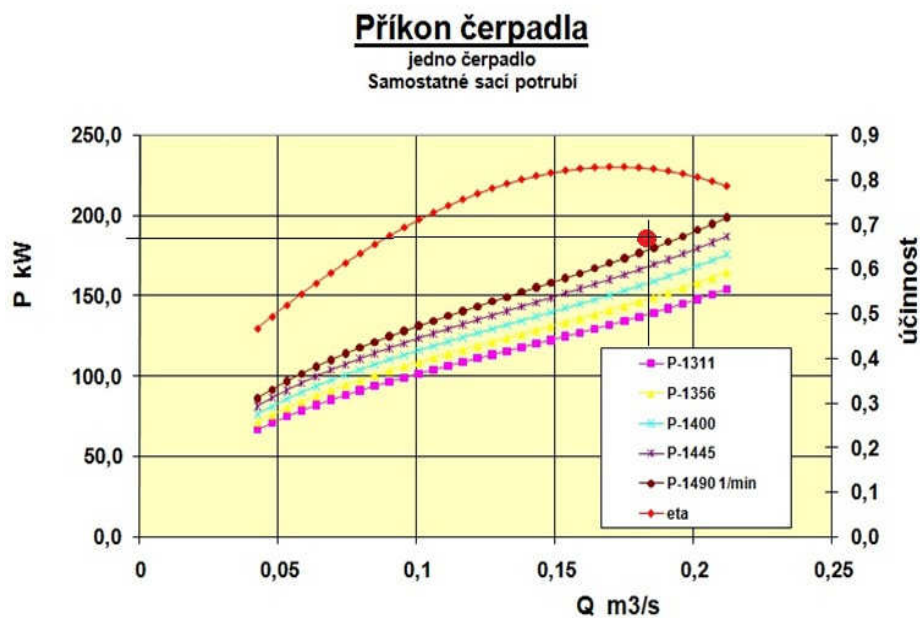
2.6 Charakteristiky čerpadla Etanorm RG 200-500

Charakteristiku čerpadla KSB podle přílohy jsem nahradil polynomem a s využitím programu „čerpadlo“ jsem provedl návrh provozního bodu zvoleného čerpadla KSB RG 200-500 (viz. graf 2.1). Přesné nastavení provozního bodu pro nominální průtok $Q = 0,175 \text{ m}^3/\text{s}$ může být provedeno změnou otáček elektromotoru. Provozní bod leží v oblasti max. celkové účinnosti, čerpadlo je proto správně navrženo.

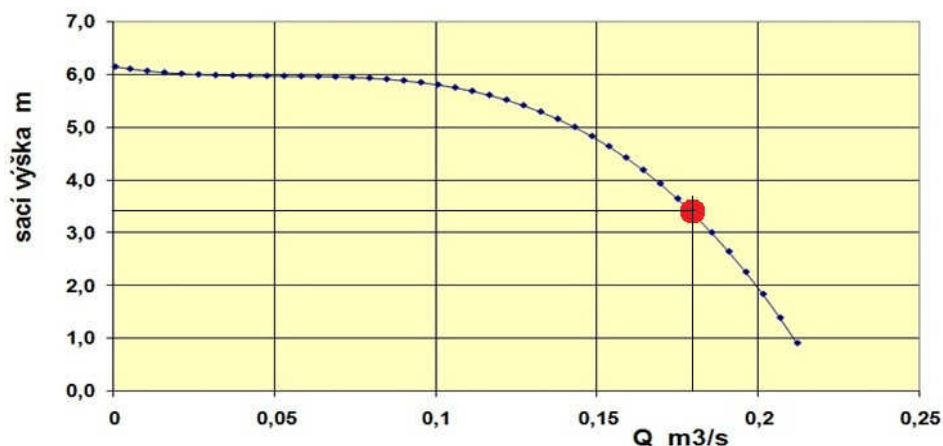
Rovněž při výpočtu příkonu čerpadla a sací výšky jsem celkovou účinnost a kavitační výšku čerpadla KSB podle přílohy č.2 nahradil polynomem třetího stupně, a s využitím programu „čerpadlo“ jsem vypočítal závislost příkonu čerpadla jako funkce objemového průtoku – graf 2.2.



Graf 2.1 - Charakteristika potrubí a charakteristika čerpadla KSB RG 200-500 pro
otáčky 1311-1490 ot./min, účinnost čerpadla [15]



Graf 2.2- Závislost příkonu a celkové účinnosti jako funkce průtoku a otáček čerpadla
KSB RG 200-500 [15]



Graf 2.3 - Závislost sací výšky jako funkce průtoku čerpadla [15]

Maximální dovolená sací výška

Dovolená maximální sací výška čerpadla je přebytek kinetické měrné a tlakové energie ve vstupním průřezu čerpadla nad tlakovou měrnou energii syté kapaliny, která je odčerpána.

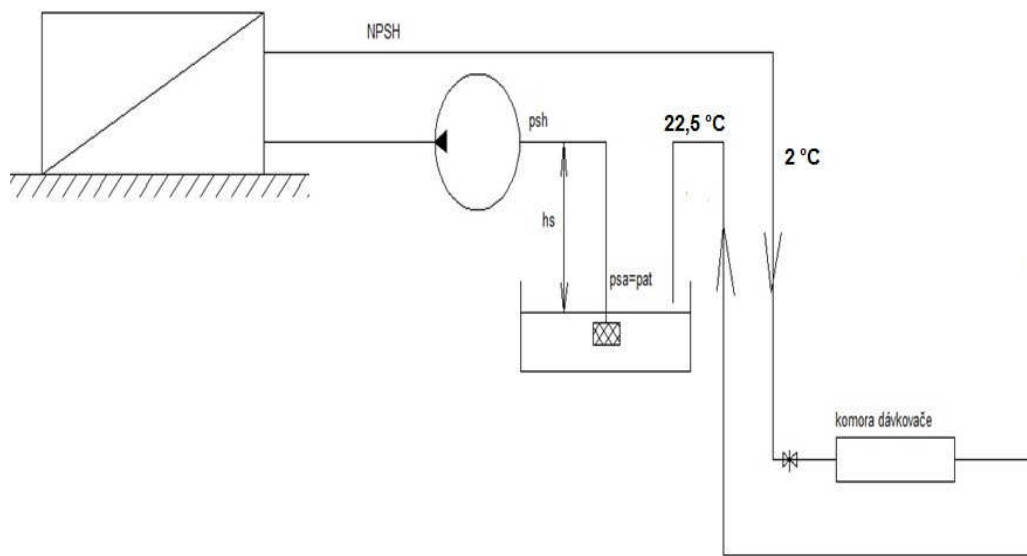
výpočet dovolené maximální sací výšky

Pro sací výšku odstředivého čerpadla platí tato rovnice:

$$h_{sdov} \leq \frac{p_0}{\rho \cdot g} - \frac{p_n}{\rho \cdot g} - \frac{\Delta y_{dov}}{g} - h_{zs} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} - \frac{p_n}{\rho \cdot g} - \Delta h_{dov} - h_{zs} \quad (2.12)$$

Výpočet sací výšky podle této rovnice jako funkce objemového průtoku uvádí obr. 2.3. Byla uvažována teplota vody 22,5 °C, délka sacího potrubí 10 m, průměr potrubí 0,3 m, celkový ztrátový součinitel místních ztrát $\zeta = 2$.

Pro nominální objemový průtok vody $Q = 0,175 \text{ m}^3/\text{s}$ činí sací výška $h_s = 3,65 \text{ m}$. Dovolená kavitační výška byla určena z přílohy č. 2 pro čerpadlo KSB Etanorm RG 200-500.



Obr. 2.3 - Schéma čerpacího okruhu

pro tlak nasycených par platí empirická rovnice

$$p_w = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + t}\right) = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + 20}\right) = 2325,82 \text{ Pa}$$

V tomto případě počítáme tlak nasycených par u teploty 20 °C .

2.7 Řízení komor u tříkomorového dávkovače při změnách otáček čerpadla

Jestliže je primární i sekundární okruh seřízen na stejný průtok vody, jedná se o ideální provozuschopný stav. Pokud bude v primárním okruhu větší průtok vody než v sekundárním okruhu, bude se na povrch částečně vracet studená voda. Tímto sekundárním okruhem bude proudit voda o teplotě $t = 2 \text{ °C}$.

Pomocí frekvenčního měniče motoru můžeme snižovat otáčky u oběhového čerpadla, tím snížíme průtok vody. Při snižování průtoku můžeme omezit frekvenci přestavení armatur za časovou jednotku. Tohle omezení docílíme zvýšením prodlevy T2.

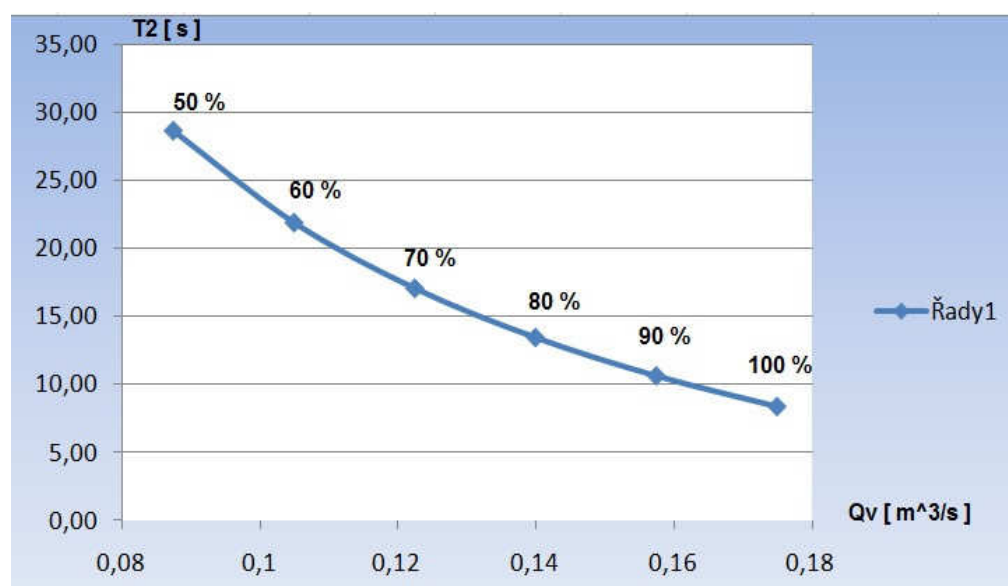
závislost časové prodlevy T2 na objemovém průtoku Qv

$$v = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot d_k^2} \quad (2.13)$$

$$T = \frac{3 \cdot L_k}{v} \quad (2.14)$$

$$T = (T_1 + T_2) \cdot 3 \quad (2.15)$$

$$T_2 = \frac{3 \cdot \pi \cdot d_k^2 \cdot L_k}{4 \cdot 3 \cdot Q_v} - T_1 = \frac{3 \cdot \pi \cdot 0,454^2 \cdot 22}{4 \cdot 3 \cdot 0,175} - 12 = 8,351 \text{ s}$$



Graf 2.4 - Závislosti časové prodlevy T2 na objemovém průtoku Qv

objemový průtok Qv [m ³ /s]	motoru čerpadla n [%]	časová prodleva T2 [s]
0,175	100	8,35
0,1575	90	10,61
0,14	80	13,44
0,1225	70	17,07
0,105	60	21,92
0,0875	50	28,70

Tab. 2.7 - Závislost časové prodlevy T2 na objemovém průtoku Qv

Tepelné ztráty v komoře

Při napouštění a vypouštění komory teplou a studenou vodou dochází k teplotním ztrátám. Dochází k výměnám tepelné energie mezi teplou a studenou vodou. Materiál komory dávkovače je kovový, a tudíž jsou i vysoké hodnoty součinitele tepelné vodivosti. Průběh teploty uvnitř těles v závislosti na čase je dán tzv. Fourierovou rovnicí. Při napouštění a vypouštění komory se teplota okolí mění z $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ na $22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

upravená Fourierova rovnice

$$t = e^{-\left(\frac{\tau \cdot \alpha \cdot S}{\rho \cdot V \cdot c_p}\right)} \cdot (t_o - t_f) + t_f = e^{-\left(\frac{4 \cdot \tau \cdot \alpha \cdot d_1}{\rho \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot c_p}\right)} \cdot (t_o - t_f) + t_f \quad (2.16)$$

t_f – teplota okolí

t_o – počáteční teplota

součinitel prostupu tepla α_1

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_1} \cdot 0,023 \cdot \left(\frac{v \cdot d_1}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_1}\right)^{0,4} = \frac{0,6062}{0,454} \cdot 0,023 \cdot \left(\frac{1,45 \cdot 0,454}{1,58 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{1,58 \cdot 10^{-6} \cdot 1000 \cdot 4186}{0,6062}\right)^{0,4}$$

$$\alpha_1 = 2501,71 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

výpočet t_1

$$t_1 = e^{-\left(\frac{4 \cdot \tau \cdot 2501,71 \cdot 0,454}{7850 \cdot (0,5^2 - 0,454^2) \cdot 469}\right)} \cdot (t_o - 2) + 2 = e^{-(\tau \cdot 0,028119)} \cdot (t_o - 2) + 2$$

výpočet t_2

$$t_2 = e^{-(\tau \cdot 0,028119)} \cdot (t_o - 22,5) + 22,5$$

rozdíl teploty materiálu stěny komory při teplém a studeném plnění

$$\Delta t = \frac{S}{\tau} \left[^\circ C \right] \quad (2.17)$$

tepelný výkon potřebný ke zchlazení pláště o Δt :

$$P = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta t}{\tau} \left[W \right] \quad (2.18)$$

hmotnost materiálu

$$m = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} \cdot L_K \cdot \rho_{ocel} \left[kg \right] \quad (2.19)$$

rovnice tepelného výkonu

$$\Delta t = \frac{P_z}{Q_m \cdot c_v} \left[^\circ C \right] \quad (2.20)$$

Jedná se o rozdíl teploty studené vody na vstupu z primárního okruhu do dávkovače a na výstupu z dávkovače do sekundárního okruhu.

[12]

Orientační výpočet zchlazování vzduchu pro sekundární okruh

měrné teplo potřebné pro schlazení

$$Q_1 = \Delta t \cdot c_c \cdot \rho_{vv} \left[J \cdot m^{-3} \right] \quad (2.21)$$

celková měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu

$$c_c = \frac{c_{vp} \cdot p_{vp}^{//} + c_{sv} \cdot p_{sv}^{//}}{p_{at}} \left[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \right] \quad (2.22)$$

parciální tlak suchého vzduchu

$$p_{sv}^{''} = p_{at} - p_{vp}^{''} \quad [Pa] \quad (2.23)$$

parciální tlak vodní páry

$$p_{vp}^{''} = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + t}\right) \quad [Pa] \quad (2.24)$$

hustota vlhkého vzduchu odvozením ze stavové rovnice

$$\rho_v = \rho_{sv} + \rho_{vp} = \frac{p_{sv}^{''} \cdot M_{sv}}{R \cdot T} + \frac{p_{vp}^{''} \cdot M_v}{P \cdot T_{rb}} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (2.25)$$

měrná tepelná energie

$$Q_2 = \Delta t \cdot c_c \cdot \rho_v \quad [J \cdot m^{-3}] \quad (2.26)$$

potřebné skupenské teplo varu vody

$$L_v = l_v \cdot \Delta \rho \quad [kJ \cdot m^{-3}] \quad (2.27)$$

celková velikost měrné tepelné energie

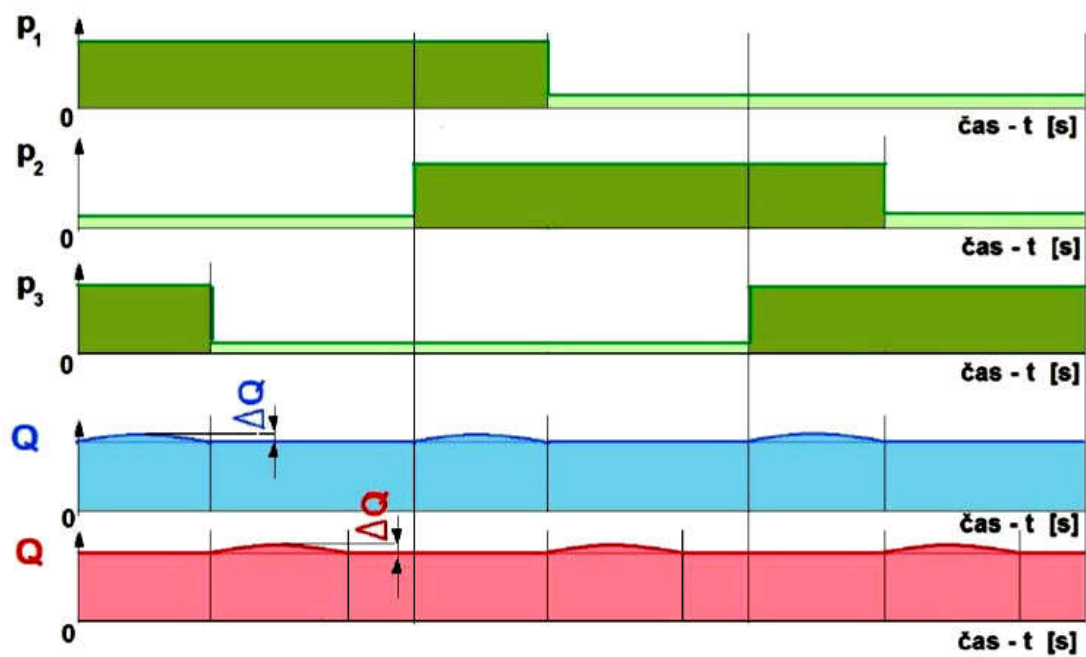
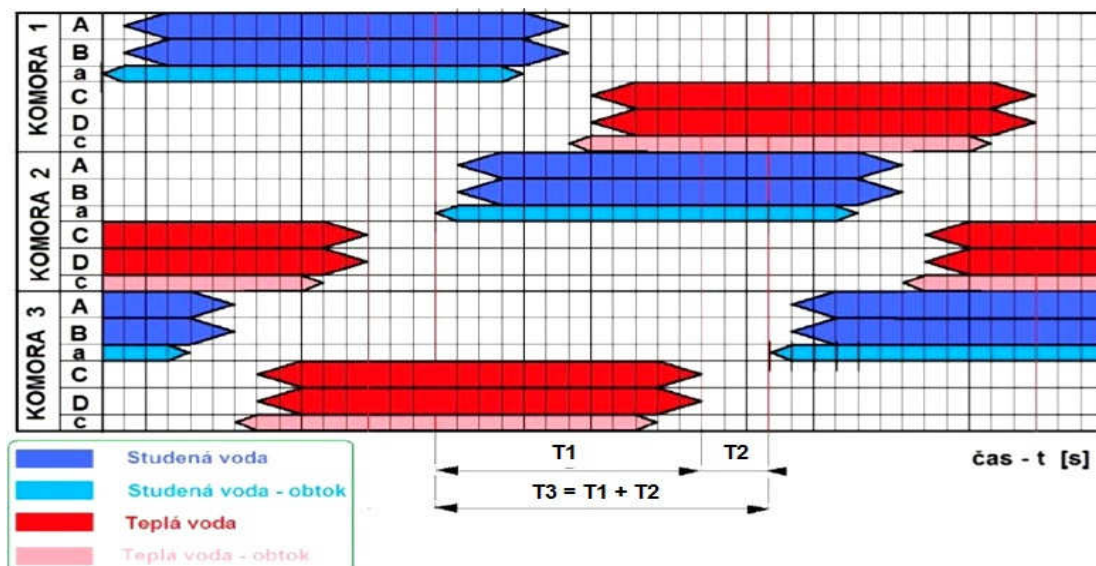
$$Q_c = Q_1 + L_v + Q_2 \quad [J \cdot m^{-3}] \quad (2.28)$$

objemový průtok u zchlazování vzduchu

$$Q_v = \frac{P_t}{Q_c} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.29)$$

[12]

3. Návrh časového diagramu

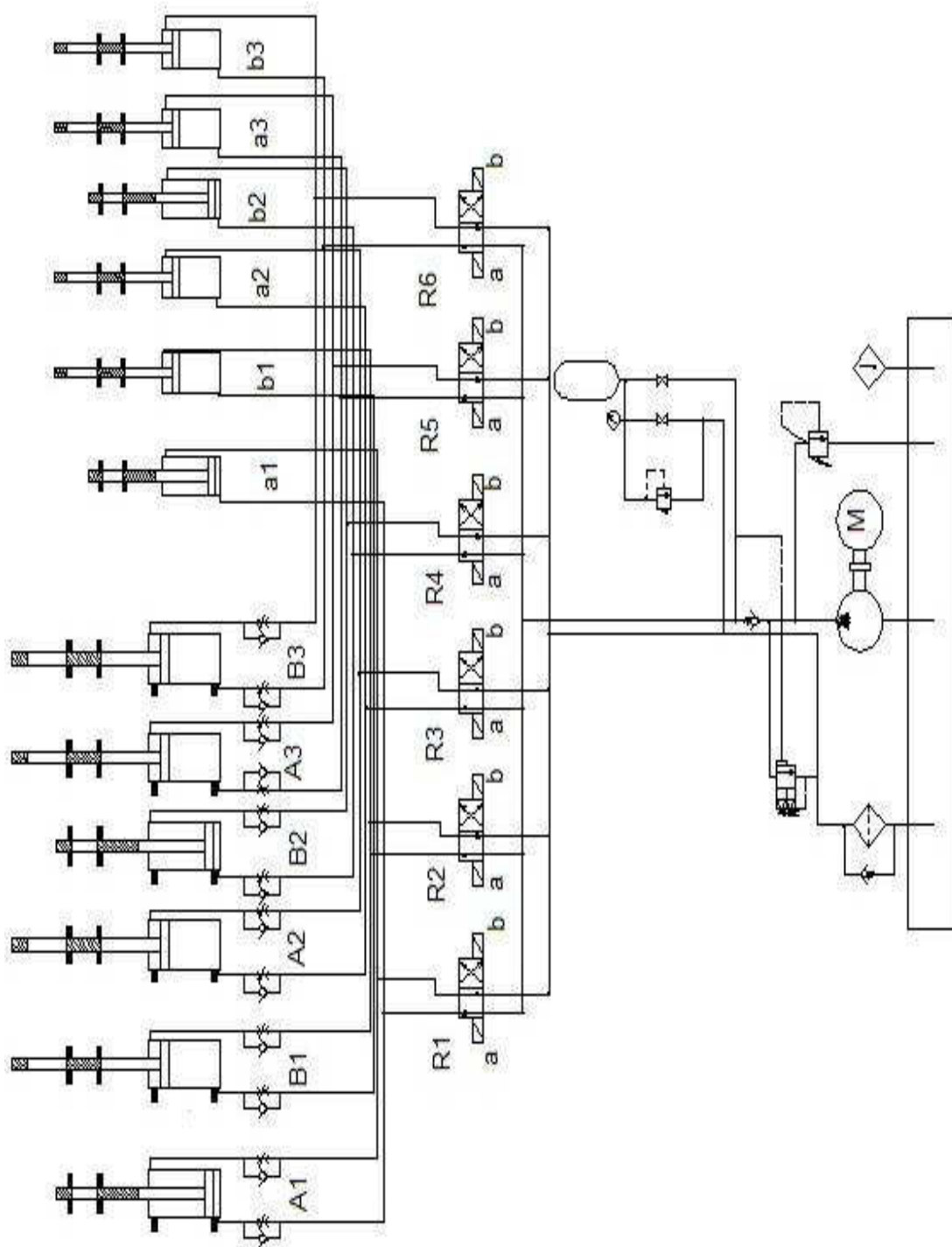


Obr. 3.1 - Časový diagram tříkomorového dávkovače v protiproudém provedení

(hlavní armatura ventil, obtoková armatura šoupátko) [8]

Časový diagram tříkomorového dávkovače je navržen tak, že hlavní armatury se uzavírají a otevírají po dobu 2 sec. Pomocné vyrovnávací armatury se uzavírají a otevírají po dobu 1 sec. Rychlost otevírání nebo uzavírání armatur musí být navržena tak, aby se tlakové pulzace pohybovaly mezi doporučenými hodnotami.

4. Návrh hydraulického obvodu pro řízení armatur dávkovače podle navrženého časového diagramu



Obr. 4.1 – Hydraulické schéma obvodu

U tohoto hydraulického obvodu, který byl sestaven na základě časového diagramu, je jako zdroj tlaku uplatňován akumulátor. Tento akumulátor je doplněn hydrogenerátorem. Odpojovací ventil nám zajišťuje doplnění akumulátoru podle tlaku. Dvoupolohový čtyřcestný rozvaděč nám pouští kapalinu na přímočaré hydromotory armatur (**A** a **a**, nebo **B** a **b**) současně na dané komoře dávkovače. Nejprve dochází k zasouvání nebo vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru k přestavení armatury malé světlosti. V další fázi následuje přestavení armatury větší světlosti, kde je zapotřebí menší síly. U přímočarých hydromotorů větších světlostí máme opatřeny koncové polohy. U armatur větších světlostí je rychlost přestavování seřizena pomocí škrticích ventilů na výstupech kapaliny z hydromotorů. Armatury menších světlostí jsou bez regulace rychlosti. Dvoupolohové čtyřcestné rozvaděče ovládané elektromagnety nám přestavují přímočaré hydromotory. Koncové polohy přímočarých hydromotorů armatur větších světlostí nám podmiňují přepnutí elektromagnetů.

Výpočet objemového průtoku pro armatury větší světlosti

volím: průměr pístnice $d = 40 \text{ mm}$ průměr pístu $D = 130 \text{ mm}$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 130^2}{4} = 0,01327 \text{ m}^2 \quad S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(130^2 - 40^2) = 0,01201 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{s}{t} = \frac{0,035}{2} = 0,0175 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{zdvih } s = 35 \text{ mm}$$

$$Q_1 = S_1 \cdot v = 0,01327 \cdot 0,0175 = 0,000232 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad Q_2 = S_2 \cdot v = 0,00021 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet objemového průtoku pro armatury menší světlosti

volím: průměr pístnice $d = 30 \text{ mm}$ průměr pístu $D = 90 \text{ mm}$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 90^2}{4} = 0,006361 \text{ m}^2 \quad S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(90^2 - 30^2) = 0,005654 \text{ m}^2$$

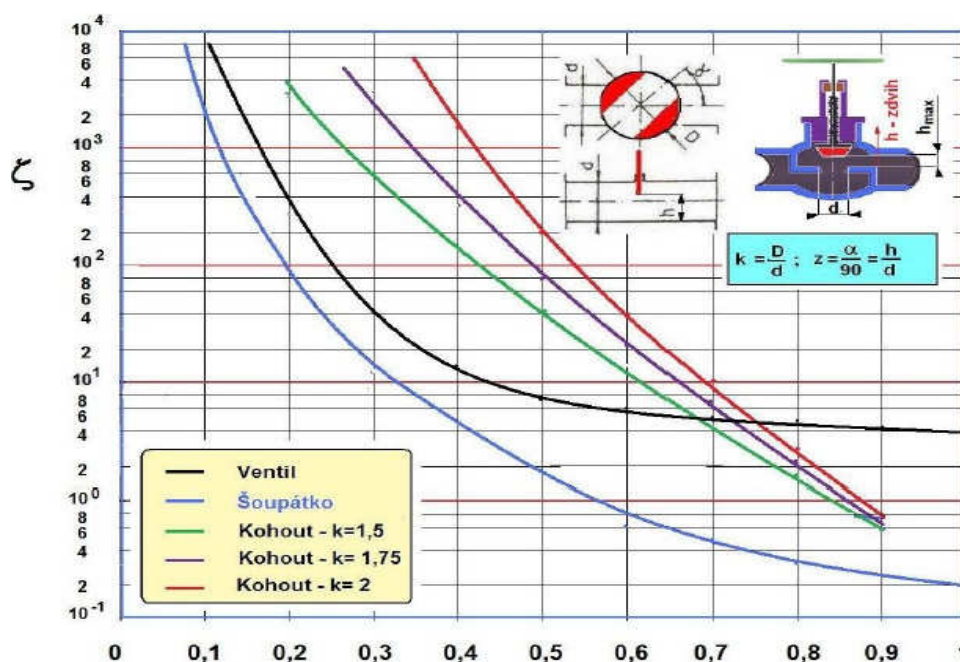
$$v = \frac{s}{t} = \frac{0,025}{2} = 0,0125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{zdvih } s = 25 \text{ mm}$$

$$Q_1 = S_1 \cdot v = 0,006361 \cdot 0,0125 = 7,951 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad Q_2 = S_2 \cdot v = 7,067 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

5. Výpočet statické charakteristiky dávkovače

Jak vyplývá z časových diagramů všech možných variant dávkovačů, je jejich provoz vždy přerušovaný, proto při návrhu je třeba důsledně dbát na omezení velikosti hydraulického rázu, především vhodnou konstrukcí a uspořádáním uzavíracích armatur. V opačném případě může hydraulický ráz negativně ovlivnit funkci celého zařízení čerpání suspenze nebo jiné kapaliny s využitím komorového dávkovače.

[8]



Obr. 5.1 - Ztrátový součinitel kohoutu, šoupátka a ventilu [8]

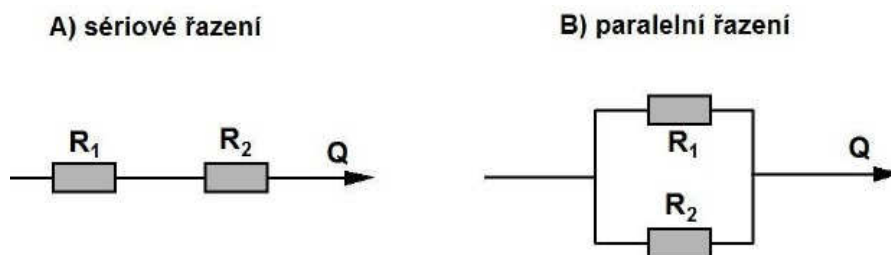
Obr. 5.1 uvádí experimentálně zjištěnou závislost pro kohout, šoupátko a ventil, z tohoto obr. je patrné, že kohout bude mít s velkou pravděpodobností největší vliv na tvar průtočné charakteristiky a tím i největší změnu objemového průtoku. Protože konstrukčních řešení armatur je velké množství, pro výpočet průtočné charakteristiky dávkovače bude nutná znalost ztrátového součinitele použité konkrétní armatury.

Řešení statické charakteristiky TKD s využitím hydraulických odporů – analogicky s elektrotechnikou lze řešení hydraulických obvodů provádět s využitím sečítáním odporů. Pro turbulentní proudění je průtok kapaliny určen rovnicí.

$$p = R \cdot Q^2 \quad (5.1)$$

kde **R** je hydraulický odpor $[Pa \cdot s^2 \cdot m^{-6}]$

Při řešení hydraulických obvodů se využijí pravidla pro součet odporů při sériovém a paralelním řazení.



Obr. 5.2 - Sériové a paralelní řazení hydraulických odporů [8]

výsledný odpor dvou sériově řazených odporů je:

$$R = R_1 + R_2 \quad (5.2)$$

pro paralelní řazení dvou odporů lze odvodit rovnici:

$$\frac{1}{\sqrt{R}} = \frac{1}{\sqrt{R_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_2}} \quad (5.3)$$

Pro tlakovou ztrátu třením v přímém dlouhém potrubí při proudění vody se může hydraulický odpor odvodit z Darcy-Weisbachovy následovně:

$$p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (5.4)$$

definice rychlosti z objemového průtoku:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \Rightarrow v^2 = \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot D^4} \quad (5.5)$$

$$p = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = \lambda \frac{8.L.\rho}{\pi^2.D^5} \cdot Q^2 = R.Q^2 \quad (5.6)$$

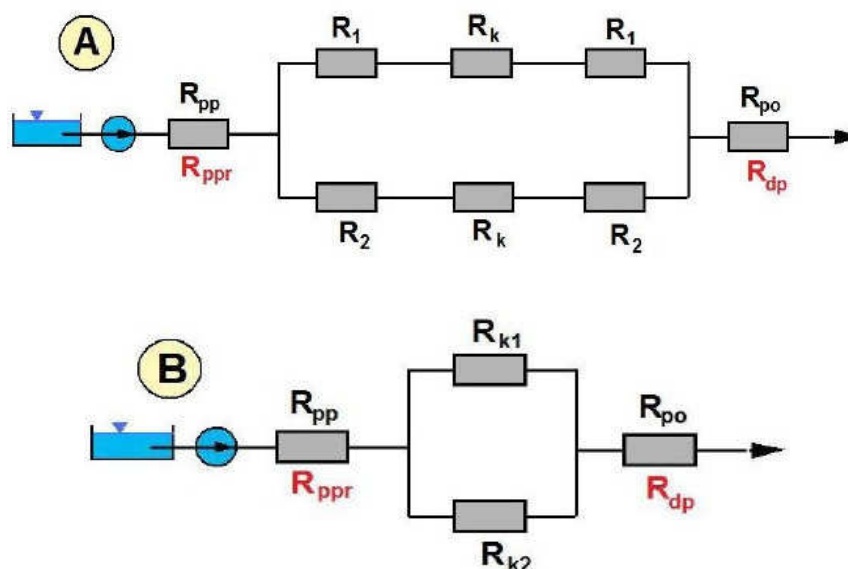
odkud pro hydraulický odpor platí:

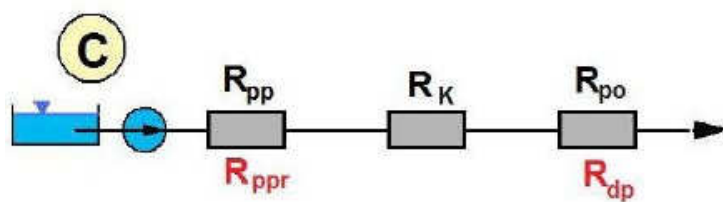
$$R = \lambda \frac{8.L.\rho}{\pi^2.D^5} \quad (5.7)$$

Poř. č.	Ztráta	Rovnice	Poznámka
1	Místní ztráta	$R = \zeta \frac{8.\rho}{\pi^2.D^4}$	ζ - ztrátový součinitel
2	Třecí ztráta pro vodu	$R = \frac{8.\lambda.L.\rho}{\pi^2.D^5}$	$\lambda = f(Re, \varepsilon)$
3	Třecí ztráta pro suspenzi	$R = \frac{8.\lambda.L.\rho_v}{\pi^2.D^5} (1 + \varphi.C_v)$	φ – Durandova funkce

Tab. 5.1 – Rovnice pro hydraulické odpory [8]

Náhradní blokové schéma trubkového komorového dávkovače bez obtokových armatur





Obr. 5.3 - Blokové schéma trubkového komorového dávkovače vyjádřené pomocí hydraulických odporů [8]

význam indexů u jednotlivých odporů:

k - komora

po - odpor odpadního potrubí při plnění komory

pp - odpor přívodního potrubí od čerpadla k dávkovači při plnění komory

dp - odpor dopravního potrubí

ppr - odpor přívodního potrubí od čerpadla k dávkovači při proplachu komory

1 - odpor armatury na komoře 1

2 - odpor armatury na komoře 2

Při výpočtu celkového odporu dávkovače se nejdříve sečtou odpory na obou komorách – obr. 5.3 A.

$$R_{k1} = R_1 + R_k + R_1 \quad (5.8)$$

$$R_{k2} = R_2 + R_k + R_2 \quad (5.9)$$

Tyto odpory jsou řazeny paralelně a sečtou se, tím se získá celkový odpor obou komor dávkovače RK – obr. 5.3 B.

$$\frac{1}{\sqrt{R_k}} = \frac{1}{\sqrt{R_{k1}}} + \frac{1}{\sqrt{R_{k2}}}$$

Celkový odpor dávkovače je dán součtem tří sériově řazených odporů – obr. 5.3 C, pro plnění komory platí rovnice.

$$R = R_{pp} + R_k + R_{po} \quad (5.10)$$

podobná rovnice platí i pro celkový odpor potrubního komorového dávkovače při proplachování komory

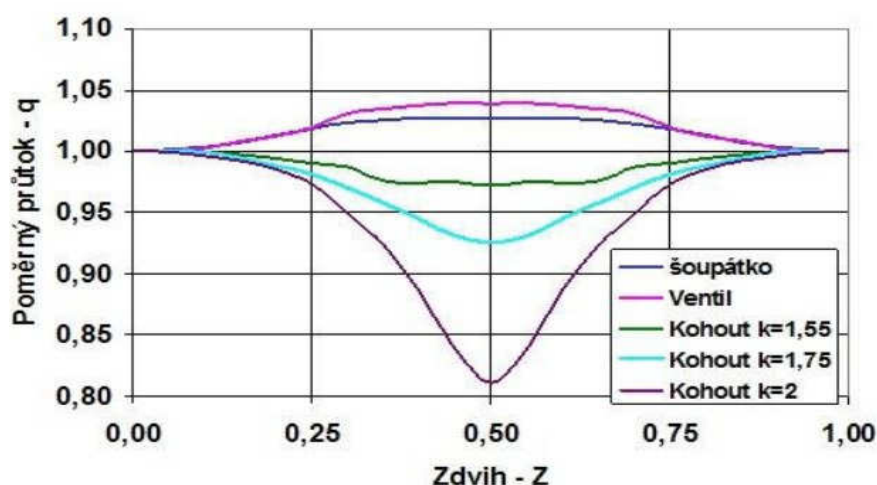
$$R = R_{ppr} + R_k + R_{dp} \quad (5.11)$$

Průtok vody nebo suspenze protékající dávkovačem se vypočítá:

$$p = R. Q^2 \Rightarrow Q = \sqrt{\frac{p}{R}} \quad (5.12)$$

Statická charakteristika trubkového komorového dávkovače se pak vypočítá:

$$q = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (5.13)$$



Obr. 5.4 - Statická průtočná charakteristika dávkovače při proplachování komory vypočtená metodou hydraulických odporů [8]

$$L_k = 100 \text{ m}, L_d = 1500 \text{ m}, L_{ppt} = 1000 \text{ m}, \zeta_k = 10, \zeta_d = 20, \zeta_{ppr} = 5 \quad [8]$$

Pro výpočet statické charakteristiky dávkovače jako hlavní armaturu volím ventil a obtokovou armaturou je šoupátko.

Závislost ztrátového součinitele ventilu – hlavní armatura a šoupátka – obtok jako funkci bezrozměrného zdvihu. Hodnoty ztrátového součinitele byly odečteny z obr. 5.1.

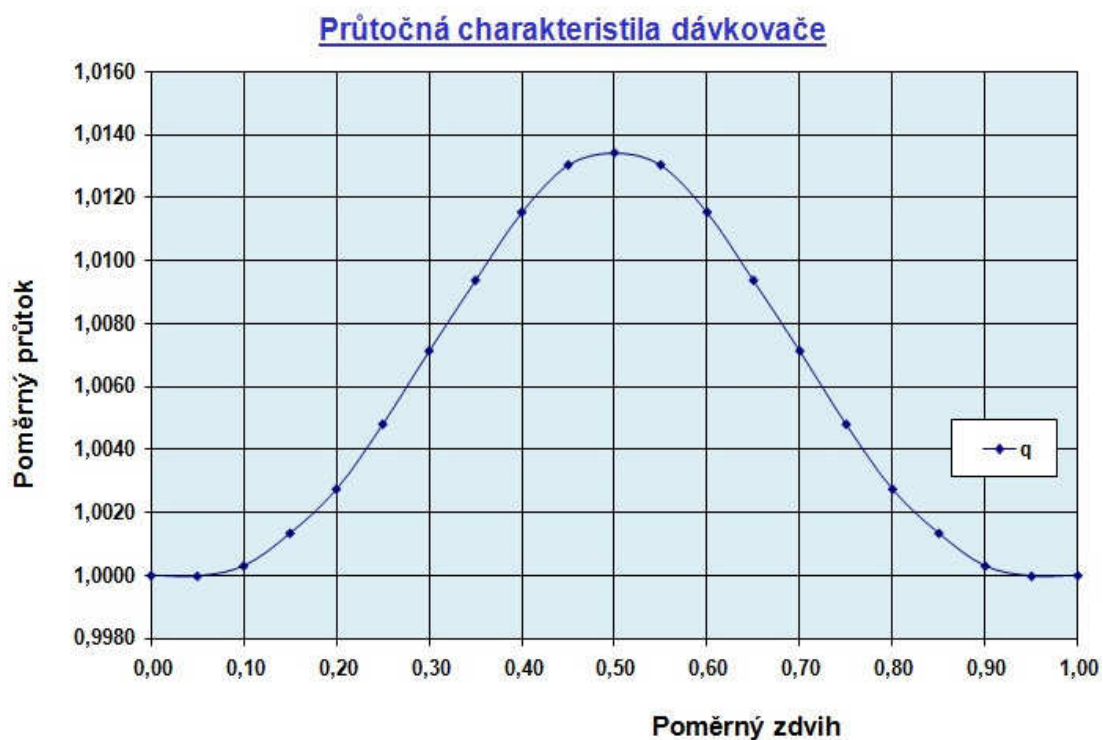
vypočtené parametry pro hlavní armaturu a šoupátko v programu Excel

hlavní armatura ventil

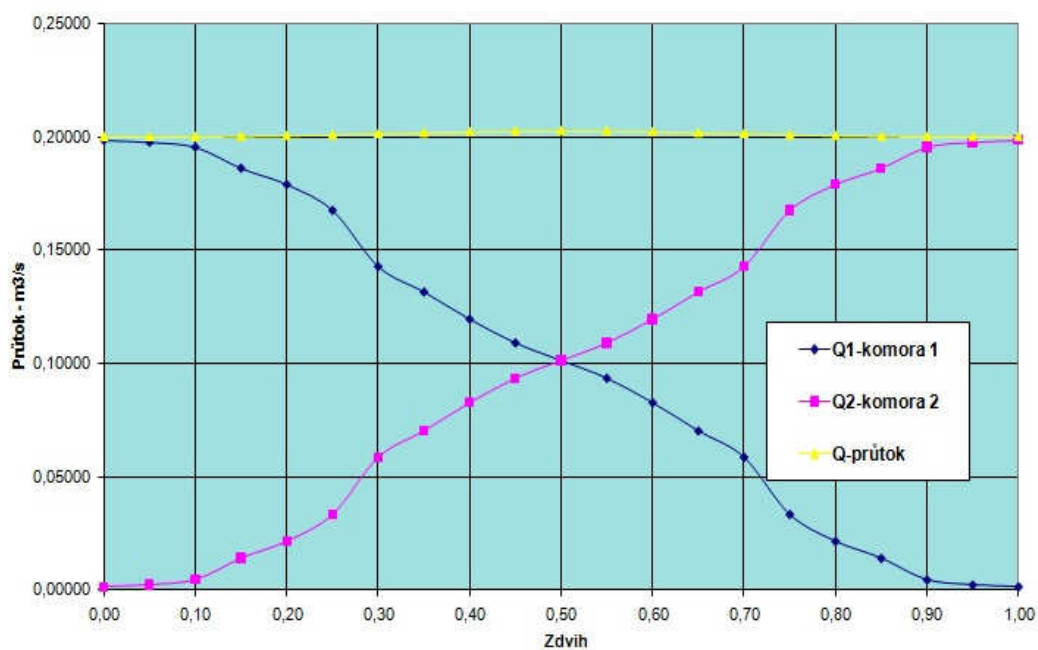
obtoková armatura šoupátko

Zdvih	Zeta 1	Zeta 2	Zdvih	Zeta 1	Zeta 2
0,00	4	100000	0,00	0,2	100000
0,05	4,05	40000	0,05	0,21	10000
0,10	4,1	10000	0,10	0,26	2000
0,15	4,4	1000	0,15	0,28	500
0,20	4,5	400	0,20	0,32	100
0,25	4,7	150	0,25	0,37	40
0,30	6	42	0,30	0,47	15
0,35	6,2	25	0,35	0,6	9
0,40	6,5	15	0,40	0,8	4,5
0,45	7	10	0,45	1,1	3
0,50	8	8	0,50	1,8	1,8
0,55	10	7	0,55	3	1,1
0,60	15	6,5	0,60	4,5	0,8
0,65	25	6,2	0,65	9	0,6
0,70	42	6	0,70	15	0,74
0,75	150	4,7	0,75	40	0,37
0,80	400	4,5	0,80	100	0,32
0,85	1000	4,4	0,85	500	0,28
0,90	10000	4,1	0,90	2000	0,26
0,95	40000	4,05	0,95	10000	0,21
1,00	100000	4	1,00	100000	0,2

Podle výše uvedených rovnic byla vypočtena průtočná charakteristika dávkovače – obr. 5.5 a velikost průtoku v jednotlivých komorách – obr. 5.6. Max. změna průtoku oproti ustálenému stavu je pouze 1,35%, dají se proto očekávat velmi malé pulzace tlaku při přestavování armatur. Při výpočtu byly následující místní ztráty v jednotlivých částech potrubí: komora $\zeta = 0,8$, přívodní potrubí $\zeta = 4$, dopravní potrubí $\zeta = 4$.



Obr. 5.5 - Grafické znázornění závislosti poměrného
zdvihu na poměrném průtoku [16]



Obr. 5.6 - Znázornění průtoku v komorách komorového dávkovače [16]

pozn.: charakteristika je počítána bez obtokových armatur

6. Konstrukční řešení hlavních i pomocných armatur

Hydraulicky ovládaný ventil je šrouby připevněn ke kostce. Ovládání desky ventilu je provedeno pomocí hydraulického válce. Spojení pístnice s deskou je pomocí šroubu M16 s vůlí 1 mm. Hydraulický válec ($D = 130$ mm, průměr pístnice $d = 40$ mm a zdvih $s = 35$ mm) má upravené přední víko, ve kterém jsou dvě těsnicí manžety, prostor mezi manžetami je otvorem odlehčen do atmosféry. Touto úpravou se zabrání vnikání oleje do vody a naopak.

Zpětný ventil je konstrukčně shodný s hydraulicky ovládaným ventilem, má i stejné rozměry a vedení desky pomocí pouzdra a čepu. Deska je přitlačována šroubovou pružinou.

Konstrukcí řešení hlavních armatur a zpětného ventilu je uvedeno v příloze č. 4.

7. Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh armatur dávkovače pro dopravu vody pro centrální klimatizaci dolů. V teoretické části byla přiblížena problematika chlazení v důlních oblastech. Popsány byly možnosti chlazení v těchto oblastech až po volbu chladicího zařízení a chladicího systému. Dle zvolených a zadaných parametrů bylo navrženo potrubí primárního okruhu, spočítány hlavní parametry komorového dávkovače a také navrženo oběhové čerpadlo. Potrubí bylo navrženo s ohledem na provozní tlak a maximální hloubku, do které může být použito. U komorového dávkovače byla vypočtena a zvolena délka komory, a také zvoleny hlavní, pomocné a jednosměrné armatury. Pro požadovanou sací schopnost celého systému jsem zvolil radiální oběhové čerpadlo Etanorm RG 200 – 500. V dalších samostatných kapitolách byl navržen pracovní časový diagram tříkomorového dávkovače a proveden návrh hydraulického obvodu pro řízení armatur dávkovače dle tohoto časového diagramu. Došlo též k výpočtu statické charakteristiky tříkomorového dávkovače. Jako hlavní armaturou byl uvažován ventil, obtokovou armaturou šoupátko. Posledním bodem této závěrečné práce bylo konstrukční řešení hlavních a pomocných armatur, které bylo zařazeno na seznam příloh práce.

Hodnoty potřebné pro naše výpočty a návrhy byly ve většině případů zvoleny. V praktickém návrhu by se muselo vycházet ze skutečných potřeb a zdrojů, pomocí kterých by docházelo k návrhu takto složitého chladicího systému pro důlní oblasti. A byla by více brána v potaz především ekonomická stránka při výběru jednotlivých prvků.

Seznam použité literatury

- [1] KOLÁŘ. V., VINOPAL. S.: *Hydraulika průmyslových armatur*, SNTL Praha 1963, s. 650
- [2] JANALÍK, J.: *Trubkové komorové podavače pro hydraulickou dopravu*, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1990, s. 99 – 119
- [3] JANALÍK, J.: *Doprava vody pro centrální klimatizaci dolů*, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1991, s. 137 – 159
- [4] BRUDNÍK. J.: *Základy důlní klimatizace*, SNTL Praha 1985
- [5] BLÁHA, J., BRADA, K.: *Hydraulické stroje*, SNTL Praha 1992, s. 752
- [6] JANALÍK, J., ŠTÁVA, P.: *Mechanika tekutin*, Skripta VŠB TU Ostrava 2001, s. 126
- [7] JANALÍK, J.: *Potrubní hydraulická a pneumatická doprava*, Skripta VŠB TU Ostrava 1999, s. 198
- [8] JANALÍK, J.: *Čerpací systémy s dávkovačem*, Skripta VŠB TU Ostrava 2011, s. 96, (v tisku)
- [9] INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S.: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley a Sons, 2006, s. 995, ISBN-10-0471-45728-0
- [10] ŠESTÁK, J., EIGEL, F.: *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*, Skripta ČVUT Praha, 1993, s. 299, ISBN 80-01-00957-2
- [11] CIHELKA: *Vytápění, větrání a klimatizace*, SNTL Praha
- [12] KRČ, P.: *Návrh zařízení pro dopravu studené vody pro centrální klimatizaci dolu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2011, 85 s.
- [13] I.B.C. – spol. s.r.o.: *Ventily: Uzavírací ventily* [online]. [cit. 2012-1-20]. <<http://www.ibcp Praha.cz/datastore/files/katalogy/cz/kat-c091-cz.pdf>>
- [14] I.B.C. – spol. s.r.o.: *Ventily: Ventily zpětné* [online]. [cit. 2012-1-21]. <<http://www.ibcp Praha.cz/datastore/files/katalogy/cz/kat-wa-001-cz.pdf>>
- [15] Program: „Odstředivé čerpadlo” (tabulkový editor Excel)
- [16] Program: „Průtočná charakteristika” (tabulkový editor Excel)
- [17] PROKOP, P.: *Větrání, degradace a klimatizace dolů II*, skripta VŠB – TU Ostrava 2007, s. 148, ISBN 8024814536, 9788024814537

- [18] Katalog výrobků I.B.C.Praha. Leden 2012. Dostupný z <<http://www.ibcpraha.cz/>>
- [19] Katalog výrobků KSB. Březen 2012. Dostupný z <<http://ksb.com/>>
- [20] SIEMAG-TECBERG. Leden 2012. URL: <<http://www.siemag-tecberg.com/>>
- [21] HORNÍK, časopis OKD. *Jde především o zdraví lidí*. Číslo 2009/19.
URL:<http://www.okd.cz/dokums_casopis/hornik19_2730.pdf>
- [22] HORNÍK, časopis OKD. *Havíři musí chladit po celý rok*. Číslo 2010/28.
URL:<http://www.okd.cz/dokums_casopis/h_2810_web_3763.pdf>
- [23] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2006. IBSN 80-7361-033-7
- [24] KSB EasySelect.Duben 2012.

Seznam příloh

Příloha č. 1. Rozměrový náčrt čerpadla KSB RG 200 – 500

Příloha č. 2. Charakteristiky čerpadla Etanorm RG 200 – 500

Příloha č. 3. Kompaktní technický list čerpadla Etanorm RG 200 – 500

Příloha č. 4. Konstrukční řešení hlavních i pomocných armatur

Příloha 1. Rozměrový náčrt čerpadla KSB RG 200 – 500

Plán instalace



Pozice zákazníka č.:

Datum objednávky:

Objednávací číslo:

Množství: 1

Číslo:

Číslo položky: 100

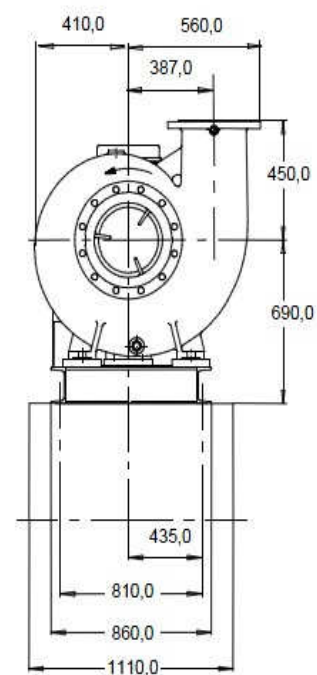
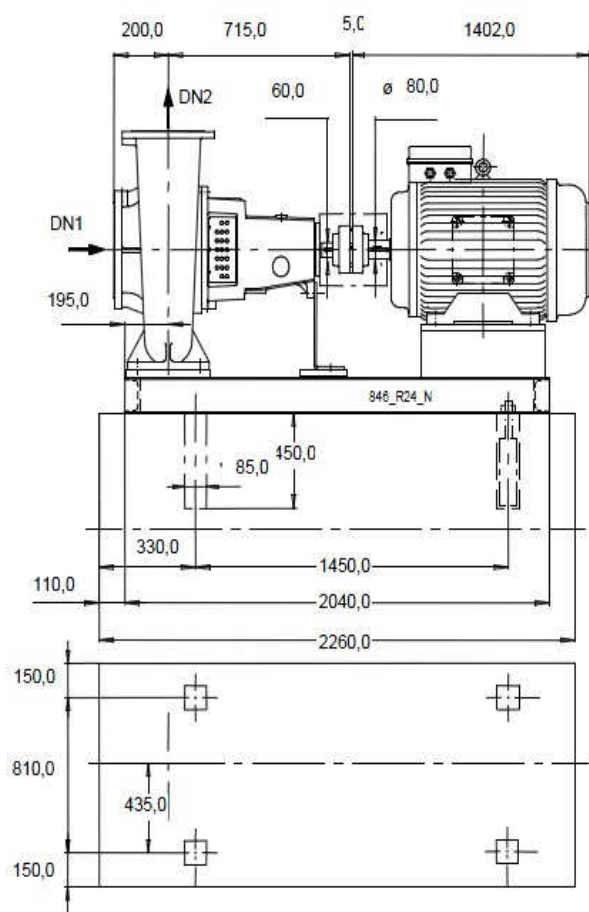
Datum:

Strana: 1 / 2

Etanorm RG 200-500

Spirální čerpadlo procesní konstrukce

Verze č.:



Příloha 2. Charakteristiky čerpadla Etanorm RG 200 – 500

Křivka otáček



Pozice zákazníka č.:

Datum objednávky:

Objednávací číslo:

Množství: 1

Číslo:

Číslo položky: 100

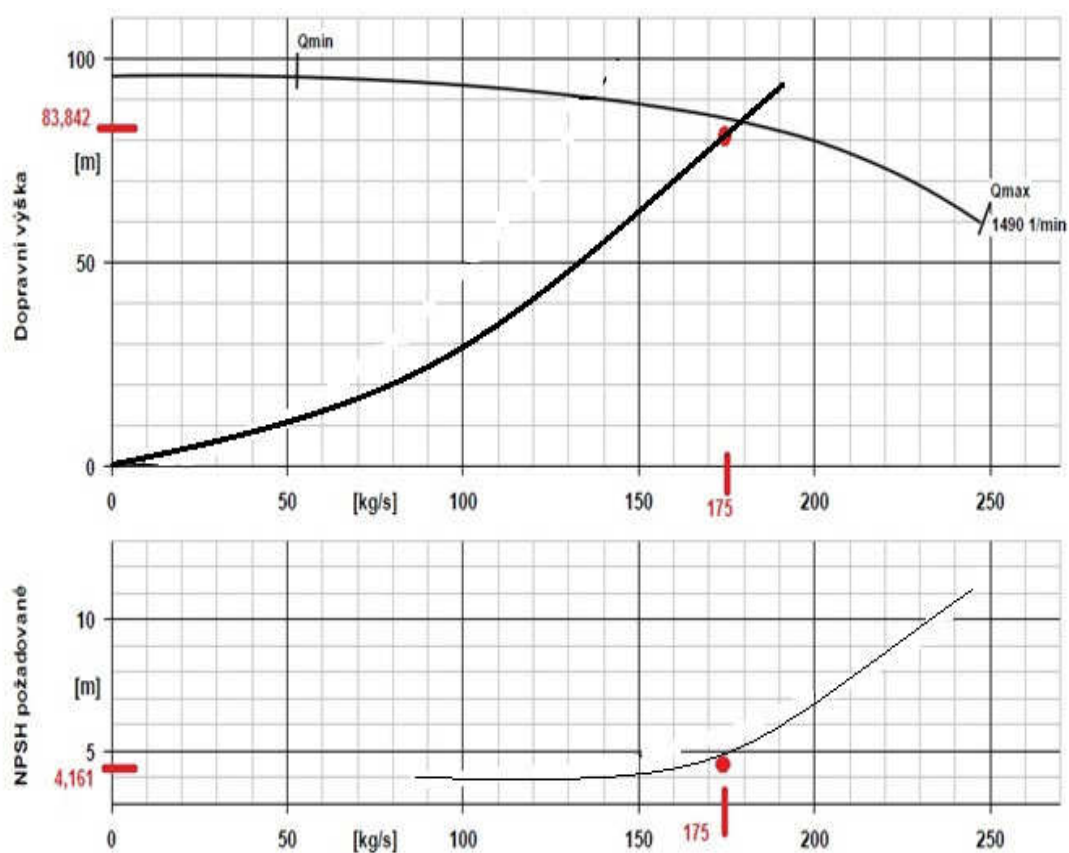
Datum:

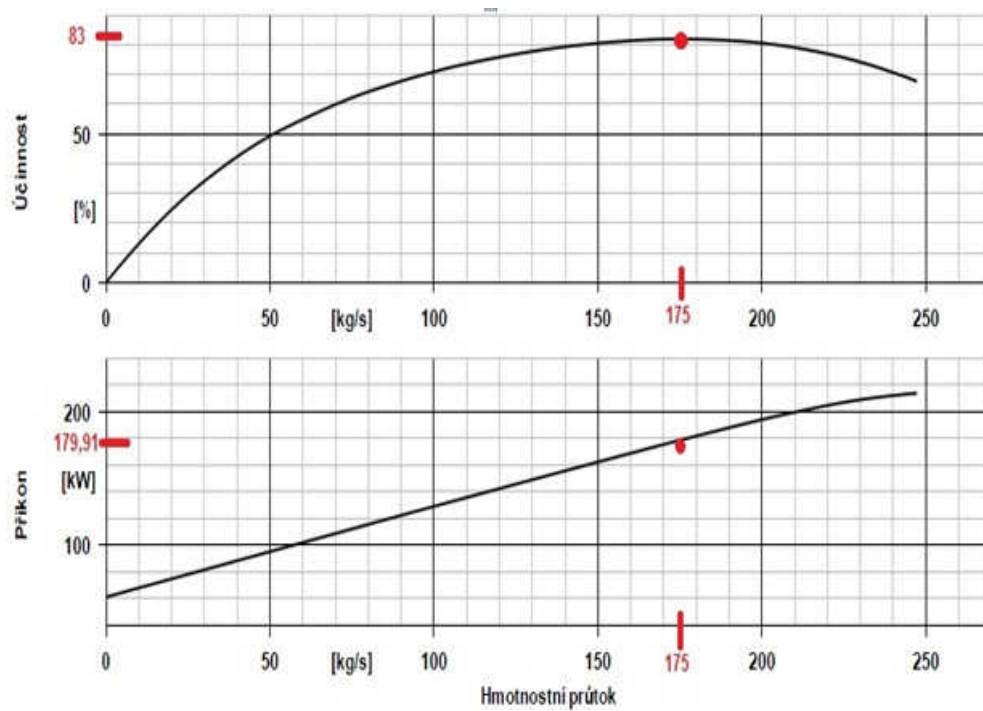
Strana: 1 / 1

Etanorm RG 200-500

Spirální čerpadlo procesní konstrukce

Verze č.: 0





pozn.: u jednotlivých charakteristik jsem vyznačil červeně provozní bod čerpadla

KSB RG 200 - 500

Příloha 3. Kompaktní technický list čerpadla Etanorm RG 200 – 500

Kompaktní list technických údajů

**Konfigurace obsahuje konflikt, tento výpis není možná správný.
Kontaktujte příslušného prodejce KSB**



Pozice zákazníka č.:
Datum objednávky:
Objednávací číslo:
Množství: 1

Číslo:
Číslo položky: 100
Datum:
Strana: 1 / 2

Etanorm RG 200-500

Verze č.: 1

Spirální čerpadlo procesní konstrukce

